

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Л. С. Стерман
С. А. Тевлин
А. Т. Шарков

ТЕПЛОВЫЕ И АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Издание второе,
переработанное и дополненное

Под редакцией докт. техн. наук,
проф. Л. С. Стермана

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве
учебника для студентов вузов, обучающихся
по специальности «Технология воды и топлива
на тепловых электростанциях», «Автоматизация
теплоэнергетических процессов»



МОСКВА · ЭНЕРГОИЗДАТ · 1982

Рецензент:

Кафедра тепловых электрических станций Ленинградского политехнического института им. М. И. Калинина

Стерман Л. С. и др.

С79 Тепловые и атомные электростанции: Учебник для вузов / Л. С. Стерман, С. А. Тевлин, А. Т. Шарков; Под ред. Л. С. Стермана. — 2-е изд., испр. и доп. — М.: Энергоиздат, 1982. — 456 с., ил.

В пер.: 1 р. 30 к.

Изложены основы теории тепловых и атомных электростанций. Рассмотрены вопросы эксплуатации, методы определения технико-экономических показателей и условий, обеспечивающих наибольшую тепловую и общую экономичность станций.

Для студентов энергетических вузов и факультетов. Может быть использована также инженерами, занимающимися проектированием и эксплуатацией тепловых и атомных электростанций.

С 2304000000-542
051[01]-82 46-82

ББК 31.37+31.47
6П211

ЛЕВ САМОЙЛОВИЧ СТЕРМАН
СЕМЕН АБРАМОВИЧ ТЕВЛИН
АЛЕКСАНДР ТИМОФЕЕВИЧ ШАРКОВ

ТЕПЛОВЫЕ И АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Редактор издательства О. А. Степеннова
Технический редактор Н. П. Собакина
Корректор М. Г. Гулина
ИБ 207

Сдано в набор 25.05.82 Подписано в печать 25.08.82 Т-14180
Формат 60×90/16 Бумага типографская № 1 Гарнитура литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 28,5 Усл. кр.-отт. 28,5 Уч.-изд. л. 32,81
Тираж 8000 экз. Заказ 988 Цена 1 р. 30 к.

Энергоиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московская типография № 4 Союзполиграфпрессы
при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
129041, Москва, Б. Переяславская, 46.

© Атомиздат, 1975
© Энергоиздат, 1982

ПРЕДИСЛОВИЕ

1. Производство электроэнергии является одним из главных показателей экономического уровня страны и отражает общее состояние производительных сил.

Развитие энергетики в СССР характеризуется высокими темпами и опережает рост других отраслей промышленности. Так, за период с 1940 по 1980 г. валовая продукция промышленности возросла в 21 раз, а выработка электроэнергии — почти в 27 раз.

Опережающие темпы роста энергетики необходимы для общего прогресса в развитии техники, роста энерговооруженности и повышения производительности труда. Так, за период с 1950 по 1970 г. суммарный объем промышленного производства в мире увеличился в 2,7 раза, а потребление электроэнергии — в 5 раз. Темпы развития энергетики в Советском Союзе значительно выше, чем в развитых капиталистических странах. Рост выработки электроэнергии и установленной мощности в СССР на период с 1913 по 1980 г. характеризуется следующими данными:

Показатель	Годы							
	1913	1927	1940	1950	1960	1970	1975	1980
Производство электроэнергии, млрд. кВт·ч	2,4	4,2	48,3	91,2	232,3	740	1038	1235
Установленная мощность электростанций, млн. кВт	1,1	1,7	11,2	19,6	66,7	166	215	270

Из таблицы видно, что за последние 40 лет выработка электроэнергии в Советском Союзе возросла в 26,8 раза; в США за тот же период выработка на электрических станциях общего пользования увеличилась лишь в 13,67 раза.

В соответствии с «Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года», принятыми XXVI съездом КПСС, выработка электроэнергии в 1985 г. возрастет до 1550—1600 млрд. кВт·ч, в том числе на атомных электростанциях (АЭС) до 220—225 млрд. кВт·ч и на гидроэлектростанциях до 230—235 млрд. кВт·ч. При этом в европейской части

СССР прирост производства электроэнергии будет обеспечен в основном на АЭС и гидроэлектростанциях.

Несмотря на наличие больших запасов органического топлива в Советском Союзе, строительство АЭС в этом районе страны даст значительную экономию материальных ресурсов. Расчеты показывают, что на новых высокоэкономичных АЭС приведенные затраты на производство электроэнергии будут на 30—40% ниже, чем на электростанциях, работающих на органическом топливе.

В 1980 г. в СССР тепловые электрические станции (ТЭС) выработали около 80% всего количества электроэнергии, АЭС — 5,6% и гидроэлектростанции — 14,6%. Доля электроэнергии, вырабатываемой совместно на ТЭС и АЭС, в дальнейшем сохранится примерно на том же уровне. Однако роль АЭС в энергобалансе страны будет возрастать; если в 1970 г. общая их мощность была не выше 1,5 млн. кВт, то к концу десятой пятилетки она уже составляла 13 млн. кВт. В одиннадцатой пятилетке в соответствии с «Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года» должны быть введены АЭС электрической мощностью 24—25 млн. кВт и, следовательно, общая мощность их в 1985 г. составит 37—38 млн. кВт. Однако общая мощность всех электростанций Советского Союза в это время будет около 340 млн. кВт. Таким образом, несмотря на то что рост производства электроэнергии в европейской части страны и частично на Урале будет осуществляться в основном за счет строительства АЭС и ГЭС, в ближайшие 10—15 лет основными источниками электроэнергии останутся тепловые электростанции на органическом топливе. Выработка электроэнергии на таких электростанциях в 1985 г. составит не менее 70%.

В решениях XXVI съезда КПСС предусмотрено также коренное совершенствование топливно-энергетического баланса страны. Применение нефтепродуктов как топлива для производства электрической и тепловой энергии будет понижаться, доля ядерного топлива, а также бурых углей открытых разработок возрастать. Все это приведет к дальнейшей экономии материальных средств.

На ТЭС применяются преимущественно паротурбинные установки, работающие при высоких параметрах пара на различных видах органического топлива; на АЭС — мощные установки с реакторами в основном на тепловых нейтронах и водном теплоносителе, так как они являются сейчас наиболее простыми, надежными в эксплуатации и достаточно экономичными. Поэтому при рассмотрении данного курса основное внимание уделено именно таким типам паротурбинных установок на органическом и ядерном топливе.

Содержание учебника соответствует программе курса «Тепловые и атомные электростанции». Последовательность изложения материала практически не отличается от общепринятого в подобных книгах. Однако если в уже существующих, получивших признание учебниках приводятся в основном необходимые данные либо по обычным ТЭС, либо по АЭС, то здесь этим типам электростанций уделено одинаковое внимание и многие общие положения и зависимости рассматриваются применительно к тем и другим типам электростанций одновременно.

Такой подход потребовал, конечно, внести существенные изменения в методику изложения материала.

При рассмотрении приведенных в книге материалов авторы руководствовались тем, что настоящий курс читается после того, как дисциплины «Паровые и газовые турбины», «Паровые котлы», а также «Ядерные энергетические установки» (где даются основные сведения по ядерной физике, атомным реакторам и парогенераторам) студентами уже изучены.

Первое издание учебника получило достаточно высокую оценку в опубликованных рецензиях, однако при этом были, конечно, отмечены и некоторые недостатки, высказаны пожелания по дальнейшему усовершенствованию книги. Во втором издании авторы учли эти замечания. Учебник во многом переработан, дополнен новыми данными, отражающими развитие теплоэнергии за прошедшие годы.

Книга написана группой авторов на основе курсов лекций, читаемых ими в Московском и Ивановском энергетических институтах. Главы 1—7, 9—11, 22, § 13.1 и 13.2, а также предисловие написаны Л. С. Стерманом, главы 8, 14, 19, 23, 24, а также § 13.3 — С. А. Тевлиным и гл. 12, 15—18, 20, 21 — А. Т. Шарковым.

Авторы выражают благодарность рецензенту рукописи второго издания — коллективу кафедры теплоэнергетических установок ЛПИ им. Калинина (зав. кафедрой докт. техн. наук, проф. В. А. Иванов) за ряд ценных замечаний по рукописи учебника.

СПИСОК ПРИНЯТЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

АКЭС	— атомная конденсационная электростанция;
АПЭН	— аварийный питательный электронасос;
АСТ	— атомная станция теплофикационная;
АТЭЦ	— атомная теплоэлектроцентраль;
АШ	— антрацитовый штыб;
БОУ	— блочная обессоливающая установка;
БРОУ	— быстродействующее редуционно-охлаждающее устройство;
БЧК	— бак чистого конденсата;
ВВЭР	— водо-водяной энергетический реактор;
ГПЗ	— главная паровая задвижка;
ГРП	— газораспределительный пункт;
ГТУ	— газотурбинная установка;
ГЦН	— главный циркуляционный насос;
КО	— конденсатоочистка;
КР	— капитальный ремонт;
КПД	— коэффициент полезного действия;
КЭН	— конденсатный электронасос;
КЭС	— конденсационная электростанция;
МГДГ	— МГД-генератор;
МФ	— механический фильтр;
ОД	— охладитель дренажа;
ОП	— охладитель пара;
ПВД	— подогреватель высокого давления;
ПГ	— парогенератор;
ПГС	— парогазовая станция;
ПГТ	— парогазовая турбина;
ПГУ	— парогазовая установка;
ПДК	— предельно допустимая концентрация;
ПК	— паровой котел, подогреватель-конденсатор;
ПНД	— подогреватель низкого давления;
ППР	— планово-предупредительный ремонт;
ПТС	— принципиальная тепловая схема;
ПЭН	— питательный электронасос;
РБМК	— реактор большой мощности канальный;
РОУ	— редуционно-охлаждающее устройство;
РТР	— расширенный текущий ремонт;

РТС	— развернутая (полная) тепловая схема;
РУ	— редуционное устройство;
СВО	— спецводоочистка;
СД	— система дожигания;
СП	— сетевой подогреватель;
СПП	— сепаратор с паровым пароперегревателем;
СПУ	— сетевая подогревательная установка;
ТВ	— тралные воды;
ТВЭЛ	— тепловыделяющий элемент;
ТР	— текущий ремонт;
ТРД	— турбореактивный двигатель;
ТЭС	— тепловая электрическая станция;
ТЭЦ	— теплоэлектроцентраль;
ХВО	— химводоочистка;
ХОВ	— химически очищенная вода;
ЦНД,	— соответственно цилиндр низкого, среднего и высокого давления турбины;
ЦСД,	
ЦВД,	
ЧНД,	— соответственно часть низкого, среднего и высокого давления турбины;
ЧСД,	
ЧВД,	
ШБМ	— шаровая барабанная мельница.

Глава 1

ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ. КОМБИНИРОВАННАЯ И РАЗДЕЛЬНАЯ ВЫРАБОТКА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

1.1. ТИПЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Основным назначением электрических станций является выработка электрической энергии для снабжения ею промышленного и сельскохозяйственного производства, коммунального хозяйства и транспорта. Часто электростанции обеспечивают также предприятия и жилые здания паром и горячей водой.

На электростанциях, предназначенных только для производства электроэнергии, устанавливаются паровые турбины с глубоким вакуумом в конденсаторе, так как чем ниже давление пара на выходе из турбины, тем большая часть тепловой энергии рабочей среды превращается в электрическую. При этом основной поток пара конденсируется в конденсаторе и большая часть тепловой энергии, содержащейся в паре, теряется с охлаждающей водой.

Тепловые электрические станции (ТЭС), предназначенные только для производства электроэнергии, называют *конденсационными электрическими станциями* (КЭС). КЭС, работающие на органическом топливе, строят обычно вблизи мест добычи топлива.

Электростанции, предназначенные для комбинированного производства электрической и тепловой энергии, имеют паровые турбины с промежуточными отборами пара или с противодавлением. На таких установках тепло отработавшего пара частично или даже полностью используется для теплоснабжения, вследствие чего потери тепла с охлаждающей водой сокращаются или вообще не имеют места (на установках с турбогенераторами с противодавлением). Однако доля энергии, преобразованной из тепловой в электрическую, при одних и тех же начальных параметрах пара на установках с теплофикационными турбинами ниже, чем на установках с конденсационными турбинами. ТЭС, на которых отработавший пар наряду с выработкой электроэнергии используется для теплоснабжения, называют *теплоэлектроцентралями* (ТЭЦ). Обычно ТЭЦ строят вблизи потребителя тепла — промышленных предприятий или жилых массивов, если ТЭЦ предназначена для теплофикации города (района).

Если для производства электроэнергии используются конденсационные установки, а тепловая энергия для теплоснабжения вырабатывается в отдельной энергетической установке, то такие установки называют *раздельными*.

На *атомных электростанциях* (АЭС), так же как на электростанциях, работающих на органическом топливе, осуществляется процесс превращения тепловой энергии в электрическую. Различие между процессами, происходящими на АЭС и ТЭС, состоит лишь в том, что в одном случае тепловая энергия выделяется при распаде ядер тяжелых элементов (используемых в качестве топлива), в другом — в процессе горения топлива.

Тепловые схемы АЭС разнообразны, хотя паротурбинная ее часть остается практически такой же, как и на обычной электростанции.

АЭС всегда строят вблизи потребителей электрической энергии, так как транспортировка горючего здесь не отражается на стоимости электроэнергии. Передача электроэнергии на большие расстояния связана с потерями и требует больших капиталовложений на строительство линий электропередачи; транспортировка органического топлива приводит к удорожанию его, что (при больших расстояниях) заметно отражается на стоимости электроэнергии. Конечно, при выборе площадки для строительства ТЭС необходимо учесть ряд требований и, в первую очередь, наличие водных источников требуемого расхода (см. гл. 20), однако то, что АЭС могут строиться вблизи потребителей электрической энергии выгодно отличает эти электростанции от электростанций, работающих на органическом топливе.

АЭС могут быть конденсационными электростанциями (АКЭС) и теплоэлектроцентралями (АТЭЦ). В последние годы в некоторых странах (СССР, США и др.) большое внимание уделяется использованию тепла комбинированных атомных установок для опреснения морских и солончаковых вод. Очевидно, что станции такого типа будут строиться в местах, где ощущается недостаток пресной воды.

1.2. ГРАФИКИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Существующие в настоящее время аккумуляторы электроэнергии дорогостоящие, обладают небольшой емкостью и в основном используются для обеспечения безопасности и создания условий для наблюдения за оборудованием и проведения необходимых ремонтных работ при перерывах в электроснабжении от основных источников.

Аккумуляирование тепла для теплоснабжения также практически не осуществляется, однако из-за большой емкости тепловых сетей небольшие перерывы в подаче тепла для целей теплофикации могут практически не отразиться на температурном режиме отапливаемых помещений.

Особенностью работы электрических станций является то, что общее количество электрической энергии, вырабатываемой ими в каждый момент времени, почти полностью соответствует потребляемой энергии. В настоящее время электрические станции работают в энергетической системе параллельно, покрывая общую электрическую нагрузку систе-

мы и одновременно тепловую нагрузку своего района (если электростанция неконденсационная). Однако имеются электростанции местного значения, предназначенные для обслуживания района и не подсоединенные к общей системе. В этих случаях электрическая станция берет на себя общую электрическую нагрузку района.

Во всех случаях суммарная электрическая нагрузка промышленного района складывается из нагрузки, связанной с обеспечением потребителя электроэнергией для производственных целей, привода двигателей железнодорожного и городского транспорта, и нагрузки, связанной с расходом энергии на освещение и бытовые нужды.

Составляющие суммарной нагрузки изменяются как в течение суток, так и в течение года. Кроме того, промышленная нагрузка являет-

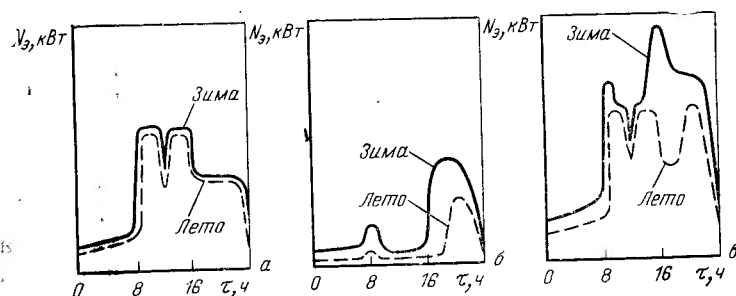


Рис. 1.1. Суточные графики электрической нагрузки.
а — промышленной; б — осветительно-бытовой; в — суммарной.

ся основной составляющей общей электрической нагрузки в рабочие дни недели. В воскресные и праздничные дни промышленная нагрузка резко падает, в связи с чем в эти дни заметно уменьшается также общая электрическая нагрузка.

Графическое изображение зависимости электропотребления от времени называют *графиком электрической нагрузки*. На рис. 1.1 приведены типичные суточные графики электрической нагрузки (промышленной, осветительно-бытовой и суммарной). Минимум промышленной нагрузки наблюдается обычно в ночное время, когда энергию потребляют лишь предприятия, работающие в три смены; наибольшая нагрузка имеет место в период от 8 до 16 ч, когда энергия подается почти всем предприятиям, с 16 до 24 ч нагрузка имеет промежуточное значение (энергию потребляют предприятия, работающие в две и три смены). Провал электрической нагрузки в дневное время связан с уменьшением потребления электроэнергии во время обеденных перерывов.

В летнее время электрическая нагрузка несколько ниже, так как часть оборудования находится в ремонте. В остальном летний суточный график промышленной нагрузки не отличается от зимнего.

Осветительно-бытовая нагрузка существенно зависит от времени года. Наибольшее значение эта нагрузка имеет в вечерние часы зимы. Летом суточный максимум нагрузки (пик) снижается по абсолют-

ному значению и длительности и наступает в более позднее время. Осветительно-бытовая нагрузка включает в себя также нагрузку от электробытовых приборов, которая имеет обычно резко выраженный, значительный максимум в вечернее время. Утренний пик осветительно-бытовой нагрузки связан с увеличением расхода электроэнергии на бытовые нужды.

Суммарный график промышленной и осветительно-бытовой нагрузки показывает наличие двух максимумов в потреблении электроэнергии в течение суток. Если этот график дополнить еще нагрузкой электрифицированного транспорта, учесть расходы энергии на собственные нужды станции и потери в линиях электрических передач, характер зависимости нагрузки от времени не изменится (рис. 1.2). Максимум электрической нагрузки, наступающий в зимнее время во второй половине дня, определяет общий суточный максимум электрической нагрузки и общую мощность работающих агрегатов, необходимых для обеспечения электроэнергией всех потребителей.

Приведенный на рис. 1.2 полный суточный график электрической нагрузки характеризует изменение ее в рабочие дни недели. В нерабочие дни электрическая нагрузка значительно ниже, при этом максимум электрической нагрузки $N_{э, \text{ макс}}$ в воскресенье (когда нагрузка может быть особенно низкой) для промышленного района может составлять $(0,5 \div 0,6) N_{э, \text{ макс}}$ в рабочие дни недели. Типичный график изменения электрической нагрузки в рабочие и нерабочие дни недели для района с высокой промышленной нагрузкой показан на рис. 1.3.

Если электростанция работает изолированно, то суммарный график электрической нагрузки данного района совпадает с электрической нагрузкой электростанции. Однако обычно электростанция отдает энергию в общую систему, и суммарный график электрической нагрузки характеризует работу системы (района), а нагрузка электростанции определяется тем, как распределяется общая электрическая нагрузка системы по отдельным электростанциям диспетчерской службой.

Рассмотрение графиков электрической нагрузки показывает, что потребление электрической энергии происходит крайне неравномерно. Отношение количества выработанной за данный период энергии к тому количеству энергии, которое было бы выработано за то же время при работе электростанции с максимальной нагрузкой, называют *коэффициентом использования максимума* $\mu_{\text{ макс}}$. Иногда это отношение

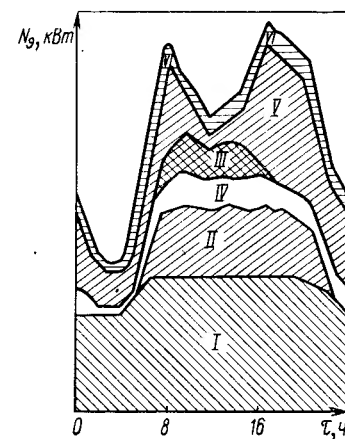


Рис. 1.2. Полный суточный график электрической нагрузки.

I, II, III, — трех-, двух- и одно-сменные промышленные предприятия; IV — электрифицированный транспорт; V — осветительно-бытовая нагрузка; VI — потери и собственные нужды станции.

называют также коэффициентом заполнения графика электрической нагрузки. Из определения следует, что

$$\mu_{\max} = \mathcal{E} / N_{\mathcal{E}, \max} \tau_p, \quad (1.1)$$

где $\mathcal{E}$ — общее количество выработанной электроэнергии, кВт·ч; $N_{\mathcal{E}, \max}$ — максимальная нагрузка, кВт; τ_p — время работы электростанции, ч.

Чем больше $\mu_{\max}$, тем полнее используется оборудование. Для системы, объединяющей большое число электростанций, коэффициент использования максимума, как правило, значительно выше, чем для отдельных электростанций, работающих изолированно.

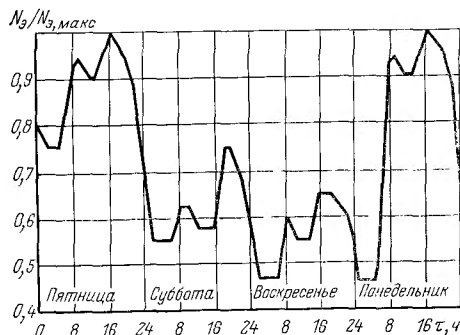
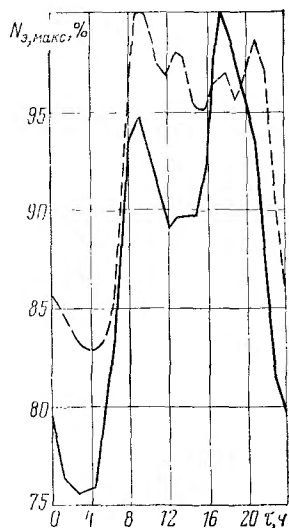


Рис. 1.3. Типичный график изменения электрической нагрузки в рабочие и нерабочие дни недели.

Рис. 1.4. Суточный график электрической нагрузки Единой энергетической системы европейской части СССР. — — — лето; — — — зима.



На рис. 1.4 приведен суточный график электрической нагрузки Единой энергетической системы (ЕЭС) европейской части СССР. Коэффициенты заполнения (использования максимума) здесь следующие: 0,88 — для зимы (декабрь) и 0,92 — для лета (июнь). Эти значения всегда тем выше, чем больше доля промышленной нагрузки. Поэтому, например, для системы, объединяющей электростанции Урала, $\mu_{\max}$ имеет еще более высокие значения.

В больших системах коэффициент использования максимума летом обычно выше, чем зимой. Это объясняется тем, что пики осветительно-бытовой нагрузки в летнее время уменьшаются по абсолютному значению и более заметно смещаются по времени в различных районах системы.

Наряду с суточными графиками большое значение имеют годовые графики электрической нагрузки, которые строятся по данным суточных графиков.

На рис. 1.5 приведены годовые графики месячных максимумов для объединенной энергосистемы Центра, а на рис. 1.6 — типичная кривая изменения продолжительности электрической нагрузки. Как видно из рис. 1.5, несмотря на то что новые промышленные предприятия вводятся в течение всего года непрерывно, месячные максимумы нагрузки превышают значения максимума в начале года только в последние месяцы, когда возрастает осветительно-бытовая нагрузка. Характер годовых графиков со временем меняется не сильно, в связи с чем облегчается задача построения графиков на предстоящий период.

Обычно в покрытии годового графика нагрузки системы участвуют электростанции (паротурбинные установки) разной экономичности. Распределение суммарной нагрузки по отдельным электростанциям

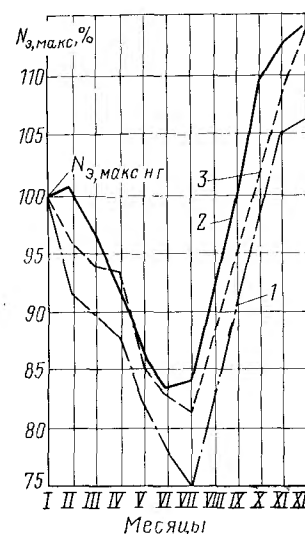


Рис. 1.5. Годовые графики месячных максимумов электрических нагрузок энергосистемы Центра. 1—3 — изменения $N_{\mathcal{E}, \max}$ для трех лет, следующих один за другим ($N_{\mathcal{E}, \max}$, п.г. — месячная максимальная нагрузка к началу года).

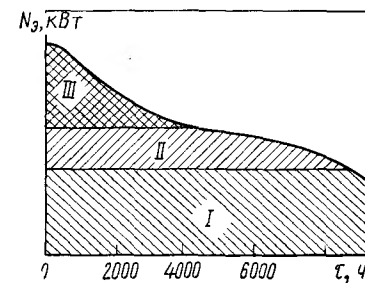


Рис. 1.6. График годовых электрических нагрузок по продолжительности. I — базовая нагрузка; II — промежуточная нагрузка; III — пиковая нагрузка.

(агрегатам) в соответствии с общим графиком должно вестись так, чтобы обеспечить наиболее экономичную работу системы в целом. Этого можно достичь, если электростанции, имеющие меньшие издержки на топливо и эксплуатационные расходы, будут загружаться на большее число часов в году, а электростанции с большими издержками на топливо и большими эксплуатационными расходами — на меньшее число часов.

Электростанции, работающие с наибольшей возможной нагрузкой значительную часть года и тем самым участвующие в покрытии нижней части графика продолжительности нагрузки (в покрытии базовой нагрузки, см. рис. 1.6), называют *базовыми*; электростанции, используемые только в течение части года для покрытия пиковой нагрузки, называют *пиковыми*.

Наряду с базовыми и пиковыми электростанциями в системе имеются электростанции, которые несут промежуточную нагрузку между базовой и пиковой.

Суточный график электрической нагрузки покрывается базовыми, пиковыми и полупиковыми электростанциями (агрегатами). При этом базовые электростанции работают непрерывно с полной (номинальной) нагрузкой, а пиковые включаются лишь в часы, когда требуется покрыть верхнюю часть графика. Полупиковые установки при уменьшении общей электрической нагрузки либо переводятся на пониженные нагрузки, либо выводятся в резерв. Многие агрегаты, несущие промежуточную нагрузку, останавливают также на субботу, воскресенье и праздничные дни.

В настоящее время капиталовложения в АЭС выше, чем в ТЭС равной мощности, но строятся они в основном в районах, в которых стоимость органического топлива относительно велика. Поэтому стоимость ядерного топлива, рассчитанная на 1 кВт·ч вырабатываемой электроэнергии, оказывается здесь более низкой, чем на обычных электростанциях, а амортизационные отчисления более высокими. Следовательно, АЭС надо рассматривать в системе как базовые. Использование АЭС для покрытия промежуточных электрических нагрузок экономически нецелесообразно. Однако в часы значительного уменьшения электропотребления, особенно если продолжительность такого режима невелика, они могут быть частично разгружены. Оборудование АЭС обычно позволяет уменьшать и увеличивать мощность установки довольно быстро.

В качестве пиковых могут быть сооружены электростанции, специально предназначенные для покрытия пиковой части графика электрических нагрузок. Такие электростанции должны быть расположены вблизи потребителей и быть приспособлены для частого пуска и остановки. Стоимость этих электростанций должна быть значительно ниже, чем базовых, так как число часов использования их невелико. КПД пиковой установки может быть невысоким.

Для покрытия пиковых нагрузок могут также использоваться установки, работающие на дорогостоящем органическом топливе, и электростанции с устаревшим оборудованием, а также гидроэлектростанции. Однако в паводковый период, когда запасы воды достигают предельно доступных значений, гидроэлектростанциям необходимо отводить базовую нагрузку.

При расширении энергосистемы в ней появляются все более совершенные агрегаты. Поэтому со временем агрегаты, использовавшиеся для покрытия базовой нагрузки, могут быть переведены на работу в промежуточной (полупиковой) части графика электрических нагрузок, а агрегаты, несущие полупиковую нагрузку, использованы для покрытия пиковой части графика. Однако для перевода паротурбинной установки в пиковые режимы ее обычно необходимо реконструировать с тем, чтобы повысить ее маневренность.

Одной из основных характеристик электростанции является ее *установленная мощность*, которая определяется как сумма номинальных мощностей всех турбогенераторов. При этом под номинальной мощностью понимают наибольшую мощность, при которой турбогенератор может работать длительное время в режимах, устанавливаемых техническими условиями.

Для оценки напряженности работы электростанции и того, как используется основное оборудование, вводится *коэффициент использования установленной мощности* станции $\mu_{уст}$. Этот коэффициент представляет собой отношение количества выработанной энергии в течение года $\mathcal{E}_{год}$ к тому количеству, которое могло быть выработано за тот же период при работе электростанции с установленной мощностью $N_{э,уст}$. Таким образом,

$$\mu_{уст} = \mathcal{E}_{год} / N_{э,уст} \tau_r, \quad (1.2)$$

где τ_r — число часов в году ($\tau_r = 8760$ ч).

Работа электростанции характеризуется также числом часов использования установленной мощности в год:

$$\tau_{уст} = \mathcal{E}_{год} / N_{э,уст}. \quad (1.3)$$

Из зависимостей (1.2) и (1.3) видно, что $\mu_{уст}$ и $\tau_{уст}$ связаны выражением

$$\mu_{уст} = \tau_{уст} / \tau_r = \tau_{уст} / 8760. \quad (1.4)$$

Число часов использования установленной мощности зависит от того, в каком режиме работает электростанция, т. е. является ли она базовой, пиковой или несет промежуточную нагрузку. Для электростанций, работающих с базовой нагрузкой, число часов использования установленной мощности обычно равно 6000—7000 ч/год, а для специальных пиковых установок может составлять 2000—3000 ч/год.

Графики электрических нагрузок используются при планировании электрических нагрузок электростанций и систем, распределении нагрузок между отдельными электростанциями и агрегатами, в расчетах по выбору состава рабочего и резервного оборудования, определению требуемой установленной мощности и необходимого резерва, числа и единичной мощности агрегатов, при разработке планов ремонта оборудования и определении ремонтного резерва, а также для решения других задач. Применяемые при этом методы рассматриваются в гл. 11 и 12.

1.3. ГРАФИКИ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Тепловая энергия требуется для технологических процессов и силовых установок промышленности, для отопления и вентиляции производственных, жилых и общественных зданий, кондиционирования воздуха и бытовых нужд. Для производственных целей обычно требуется насыщенный пар давлением от 0,15 до 1,6 МПа. Однако, чтобы уменьшить потери при транспортировке и избежать необходимости непрерывного дренирования воды из коммуникаций, с электростанции пар отпускают несколько перегретым. На отопление, вентиляцию и бытовые нужды теплоэлектроцентрали подают обычно горячую воду с температурой от 70 до 180° С.

Тепловая нагрузка электростанции, определяемая расходом тепла на производственные процессы и бытовые нужды (горячее водоснабжение), практически не зависит от наружной температуры воздуха. Однако летом эта нагрузка (так же, как промышленная электрическая

нагрузка) несколько меньше, чем зимой. В то же время промышленная и бытовая нагрузка резко изменяются в течение суток. Кроме того, среднесуточная нагрузка электростанции, расходуемая на бытовые нужды, в конце недели и предпраздничные дни значительно выше, чем в другие рабочие дни недели. Типичные графики изменения суточной тепловой нагрузки промышленных предприятий и горячего водоснабжения жилого района показаны на рис. 1.7 и 1.8 [51].

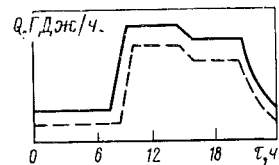


Рис. 1.7. График суточной тепловой нагрузки предприятий.
— лето; ——— зима.

Отопительная тепловая нагрузка, расход тепла на вентиляцию и кондиционирование воздуха зависят от температуры наружного воздуха и имеют сезонный характер. Расход тепла на отопление и вентиляцию наибольший зимой и полностью отсутствует в летние месяцы; на кондиционирование воздуха тепло расходуется только летом (поэтому расширение сферы применения кондиционированного воздуха приведет к повышению эффективности теплофикации).

При небольших изменениях температуры наружного воздуха отопительная и вентиляционная нагрузка жилых помещений в течение суток сохраняются практически постоянными. В тех же условиях отопительная нагрузка общественных зданий и промышленных предприятий может в течение суток заметно изменяться, а в нерабочие дни недели — понижаться. Вентиляционная нагрузка в нерабочее время вообще выключается. Такое изменение расхода тепла на отопление и

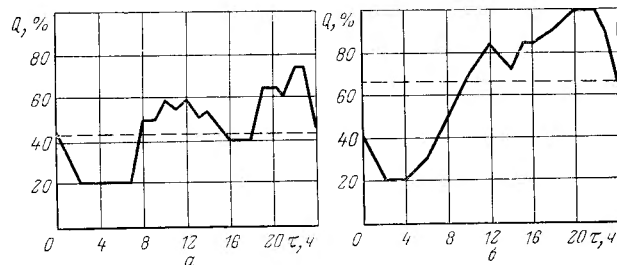


Рис. 1.8. Суточные графики изменения расхода тепла на бытовые нужды района.
а — в рабочие дни недели; б — по субботам;
— — — — — среднесуточная нагрузка.

вентиляцию общественных зданий и промышленных предприятий приводит к экономии топлива, расходуемого на эти цели.

На рис. 1.9 приведен годовой график отопительной нагрузки, а на рис. 1.10 — суммарный годовой график тепловой нагрузки по продолжительности. Число часов использования максимума этой нагрузки определяется из соотношения

$$\tau_{\max} = Q_r / Q_{\max}, \quad (1.5)$$

где Q_r — общее количество тепла, отпущенное станцией в течение года, ГДж/год; $Q_{\max}$ — максимальная тепловая нагрузка, ГДж/ч.

По аналогичным соотношениям можно определить также число часов использования максимума нагрузки отдельно для отопительно-бытовой и промышленной нагрузок. Для промышленной нагрузки $\tau_{\max}$

может достигать 6000 ч/год, в то время как для отопительно-бытовой нагрузки это значение обычно находится в пределах 2500—4000 ч/год.

Таким образом, промышленная нагрузка увеличивает число часов использования максимума общей тепловой нагрузки, однако для крупных городских и пригородных ТЭЦ и АТЭЦ основным видом тепловой нагрузки является отопительная и поэтому значение $\tau_{\max}$ для них ниже числа часов использования максимума электрической нагрузки.

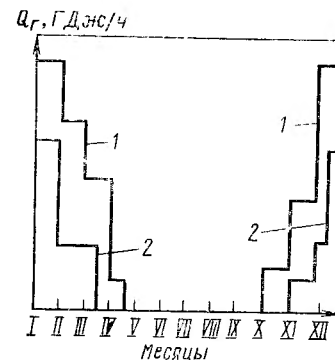


Рис. 1.9. Годовой график отопительной нагрузки.
1 — максимальные значения Q ;
2 — минимальные значения Q .

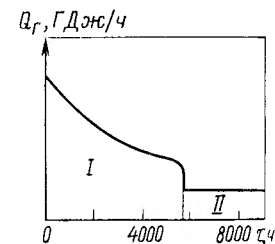


Рис. 1.10. Суммарный годовой график тепловой нагрузки по продолжительности.
I — отопительный период; II — летний период.

АЭС, используемые для выработки электрической энергии и производства тепла для опреснения морских и солончаковых вод, имеют равномерные суточные и годовые графики тепловой нагрузки и высокие значения $\tau_{\max}$.

Графики тепловых нагрузок имеют в основном то же назначение, что и графики электрических нагрузок. Однако потребители тепла получают пар и горячую воду обычно от одной электростанции, поэтому распределение тепловых нагрузок может проводиться лишь между агрегатами этой электростанции (а не между агрегатами группы электростанций).

Глава 2

СХЕМЫ ПАРОТУРБИННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

2.1. СХЕМЫ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ НА ОРГАНИЧЕСКОМ И ЯДЕРНОМ ТОПЛИВЕ

Конденсационные электрические станции большой мощности на органическом топливе строятся в настоящее время в основном на высокие начальные параметры пара и низкое конечное давление (глубокий вакуум). Это дает возможность уменьшить расход тепла на единицу выработанной электроэнергии, так как чем выше начальные параметры p_0 и t_0 перед турбиной и ниже конечное давление пара p_k , тем выше КПД установки.

На рис. 2.1 представлены типичные тепловые схемы конденсационных установок на органическом топливе. По схеме рис. 2.1, а подвод тепла к циклу осуществляется только при генерации пара и подогреве его до выбранной температуры перегрева $t_{\text{пе}}$; по схеме рис. 2.1, б наряду с передачей тепла при этих условиях тепло подводится к пару и после того, как он отработал в части высокого давления (ЧВД) турбины.

Первую схему называют схемой без промежуточного перегрева, вторую — с промежуточным перегревом пара. Как известно из курса термодинамики, тепловая экономичность второй схемы при одних и тех же начальных и конечных параметрах и правильном выборе параметров промежуточного перегрева (проперегрева) выше.

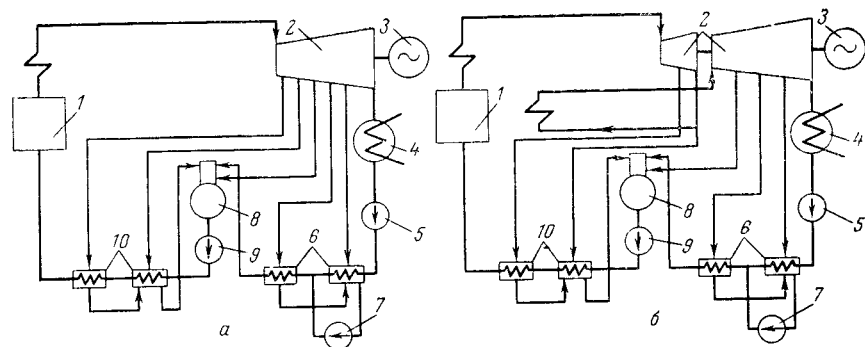


Рис. 2.1. Типичные тепловые схемы паротурбинных конденсационных установок на органическом топливе без промежуточного перегрева пара (а) и с промежуточным перегревом (б).

По обеим схемам пар из котла 1 направляется в турбину 2, сидящую на одном валу с электрогенератором 3. Отработавший пар конденсируется в конденсаторе 4, охлаждаемом циркулирующей в трубках технической водой. Конденсат турбины конденсатным насосом 5 через регенеративные подогреватели 6 подается в деаэрацию 8. Деаэрация служит для удаления из воды растворенных в ней газов; одновременно в нем, так же как в регенеративных подогревателях, питательная вода подогревается паром, отбираемым для этого из отбора турбины. Деаэрированная вода питательным насосом 9 через подогреватели 10 подается в котельную установку. Конденсат греющего пара, образующийся в подогревателях 10, перепускается каскадно в деаэрацию 8, а конденсат греющего пара подогревателей 6 подается дренажным насосом 7 в линию, по которой протекает конденсат из конденсатора 4.

Технологическая схема такой электростанции, работающей на углях, показана на рис. 2.2. Топливо в железнодорожных вагонах 1 поступает к разгрузочным устройствам 2, откуда с помощью ленточных транспортеров 4 направляется на склад 3, со склада топливо подается в дробильную установку 5. Имеется возможность подавать топливо

в дробильную установку и непосредственно от разгрузочных устройств. Из дробильной установки топливо поступает в бункера сырого угля 6, а оттуда через питатели — в пылеугольные мельницы 7. Угольная пыль пневматически транспортируется через сепаратор 8 и циклон 9 в бункер угольной пыли 10, а оттуда питателями 11 подается к горелкам. Воздух из циклона засасывается мельничным вентилятором 12 и подается в топочную камеру котла 13.

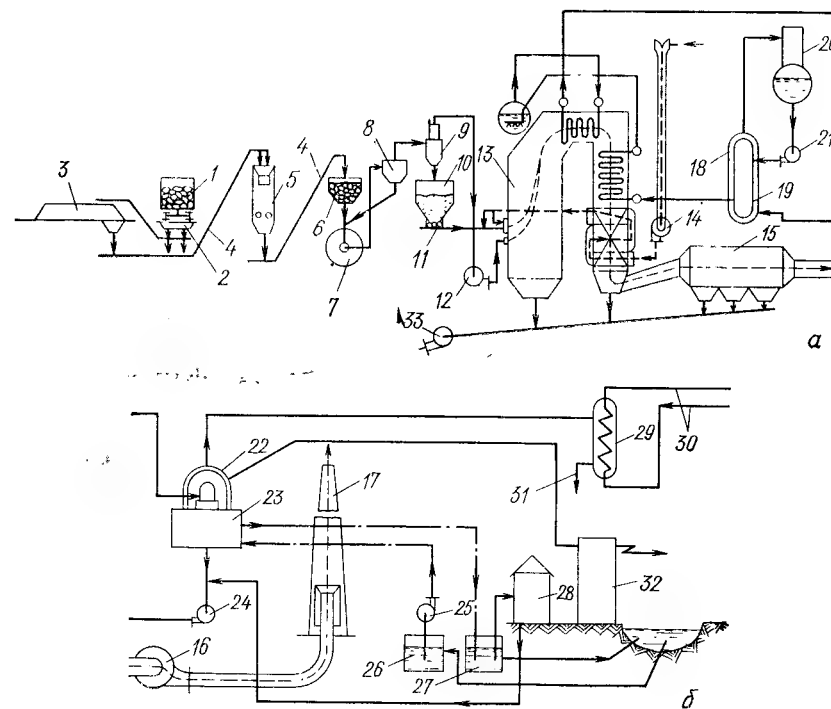


Рис. 2.2. Технологическая схема пылеугольной электростанции.

Газы, образующиеся при горении в топочной камере, после выхода из нее проходят последовательно газоходы котлоагрегата, где в пароперегревателе (первичном и вторичном, если осуществляется цикл с промежуточным перегревом пара) и водяном экономайзере отдают тепло рабочему телу, а в воздухоподогревателе — подаваемому в паровой котел воздуху. Затем в золоуловителях (электрофильтрах) 15 газы очищаются от летучей золы и через дымовую трубу 17 дымососами 16 выбрасываются в атмосферу.

Шлак и зола, выпадающие под топочной камерой, воздухоподогревателем и золоуловителями, смываются водой и по каналам поступают к багерным насосам 33, которые перекачивают их на золоотвалы.

Воздух, необходимый для горения, подается в воздухоподогреватель парового котла дутьевым вентилятором 14. Забирается воздух обыч-

но наверху котельной или (при паровых котлах большой производительности) снаружи котельного отделения.

Перегретый пар от парового котла 13 поступает к турбине 22.

Конденсат из конденсатора турбины 23 подается конденсатными насосами 24 через регенеративные подогреватели низкого давления 18 в деаэрактор 20, а оттуда питательными насосами 21 через подогреватели высокого давления 19 в экономайзер котла.

Потери пара и конденсата восполняются в данной схеме химически обессоленной водой, которая подается в линию конденсата за конденсатором турбины.

Охлаждающая вода подается в конденсатор из приемного колодца 26 водоснабжения циркуляционными насосами 25. Подогретая вода сбрасывается в сбросной колодец 27 того же источника на некотором расстоянии от места забора, достаточном для того, чтобы подогретая вода не подмешивалась к забираемой. Устройства для химической обработки добавочной воды находятся в химическом цехе 28.

В схемах может быть предусмотрена небольшая сетевая подогревательная установка для теплофикации электростанции и прилегающего поселка. К сетевым подогревателям 29 этой установки пар поступает от отборов турбины, конденсат отводится по линии 31. Сетевая вода подводится к подогревателю и отводится от него по трубопроводам 30.

Выработанная электрическая энергия отводится от электрического генератора к внешним потребителям через повышающие электрические трансформаторы.

Для снабжения электроэнергией электродвигателей, осветительных устройств и приборов электростанции имеется электрическое распределительное устройство собственных нужд 32.

Электрические станции на органическом топливе всегда используют перегретый пар. Температура перегрева выбирается в зависимости от конструктивных материалов, применяемых для изготовления пароперегревателей, паропроводов и некоторых элементов турбины. В настоящее время температура пара перед турбиной обычно принимается равной 540°C при давлении пара перед турбиной до 23,5 МПа*.

На АЭС широко применяется насыщенный пар. Это объясняется тем, что в ряде случаев перегрев пара непосредственно в ядре реактора весьма усложняет конструкцию реактора и схему установки, требует существенных дополнительных капитальных затрат. В то же время на АЭС стоимость топлива (ядерного горючего), отнесенная к единице выработанной энергии, значительно ниже, чем на электростанциях обычного типа. Поэтому здесь производство электроэнергии на установках меньшей стоимости даже при более низких значениях КПД экономически оправдывается.

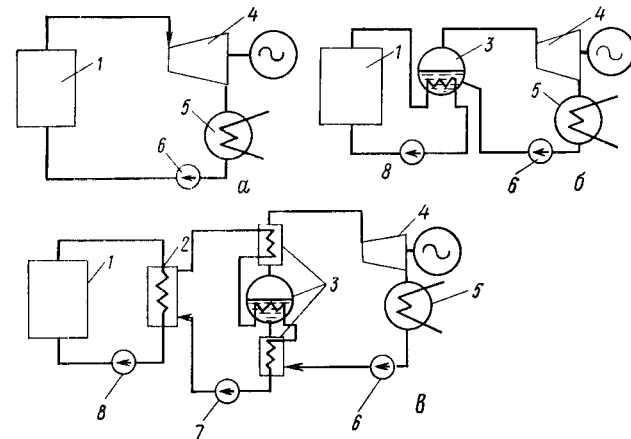
Схема АЭС может быть одноконтурной, двухконтурной и трехконтурной.

* Применяемые в Советском Союзе блочные конденсационные энергетические установки работают при начальных давлениях 12,7 и 23,5 МПа.

На АЭС, работающей по одноконтурной схеме (рис. 2.3, а), пар образуется в активной зоне реактора и оттуда направляется в турбину. В некоторых случаях до поступления в турбину пар подвергается перегреву в перегревательных каналах реактора. Одноконтурная схема наиболее проста. Однако образующийся в реакторе пар радиоактивен. Поэтому большая часть оборудования АЭС должна иметь защиту от излучений. В процессе работы электростанции в паропроводах, турбине и других элементах оборудования могут скапливаться вносимые из реактора с паром твердые вещества (содержащиеся в воде примеси, продукты коррозии), обладающие наведенной активностью, что затрудняет контроль за оборудованием и его ремонт.

Рис. 2.3. Одноконтурная (а), двухконтурная (б) и трехконтурная (в) схемы АЭС.

1 — реактор; 2 — промежуточный теплообменник; 3 — ПГ; 4 — турбогенератор; 5 — конденсатор; 6 — насос; 7 — циркуляционный насос второго контура; 8 — циркуляционный насос первого контура.



По двухконтурной и трехконтурной схемам (рис. 2.3, б и в) отвод тепла из реактора осуществляется теплоносителем, который затем передает это тепло рабочей среде непосредственно или через теплоноситель промежуточного контура. На АЭС, работающих по двухконтурной или трехконтурной схеме, рабочая среда и теплоноситель второго контура в нормальных условиях нерадиоактивны, поэтому эксплуатация электростанции существенно облегчается. Кроме того, продукты коррозии паропроводов, конденсаторов и турбинного тракта не попадают в реактор. Однако капитальные затраты в этом случае значительно выше, особенно при трехконтурной схеме. Такие схемы следует применять, когда вероятность контакта активного теплоносителя с водой должна быть полностью исключена, например при использовании в качестве теплоносителя жидкого натрия, так как контакт его с водой может привести к крупной аварии. В трактах АЭС, работающих по двухконтурной схеме, даже при небольших нарушениях плотности произошел бы контакт активного натрия с водой и аварию ликвидировать было бы довольно трудно. При трехконтурной схеме контакт активного натрия с водой исключен.

Технологическая схема первого контура двухконтурной АЭС показана на рис. 2.4.

Ядерное топливо, находящееся в тепловыделяющих элементах (ТВЭлах) определенной формы, доставляется в контейнерах 1 на электростанцию и с помощью перегрузочного крана 3 загружается в активную зону реактора 4 (см. рис. 2.4). Кассеты с отработавшими ТВЭлами помещаются в бассейн 2, где выдерживаются в течение определенного времени. Когда радиоактивность горючего и материала кассет заметно уменьшается, кассеты в контейнерах вывозят на перерабатывающие заводы.

Теплота, выделяющаяся в реакторе и воспринятая теплоносителем, передается рабочей среде в парогенераторе (ПГ) 8. При трехконтурной

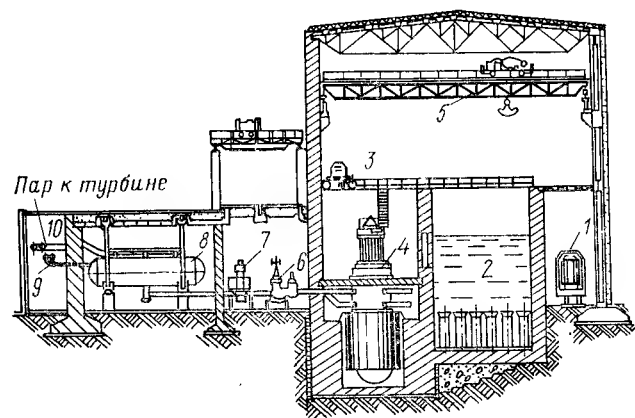


Рис. 2.4. Технологическая схема контура АЭС.

1 — контейнер; 2 — бассейн; 3 — перегрузочный кран; 4 — реактор; 5 — мостовой кран реакторного зала; 6 — главная задвижка; 7 — главный циркуляционный насос; 8 — парогенератор; 9 — трубопроводы питательной воды; 10 — трубопроводы вторичного пара.

схеме между теплоносителем первого контура и рабочей средой имеется еще промежуточный контур (см. рис. 2.3, в).

Пар, образовавшийся в ПГ (при двухконтурных и трехконтурных схемах) или в реакторе (при одноконтурной схеме), направляется по паропроводу к турбине. На схеме контура двухконтурной АЭС (рис. 2.4) пар направляется к турбине по трубопроводу 10, питательная вода подается в ПГ по линии 9. Позициями 5, 6 и 7 обозначены мостовой кран реакторного зала, главная задвижка и главный циркуляционный насос.

В остальном схема не отличается от схемы обычной ТЭС с органическим топливом (см. рис. 2.2).

2.2. СХЕМЫ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ

Теплоэлектроцентрали могут иметь турбины с противодавлением или конденсационные с регулируемыми отборами пара (рис. 2.5).

В схемах с турбинами с противодавлением (типа Р) весь отработавший пар подается тепловому потребителю, поэтому существует прямая зависимость между вырабатываемой электрической энергией и расходом этого пара. При пониженных электрических нагрузках часть пара необходимо пропускать помимо турбины через редукционно-охладительное устройство (РОУ, рис. 2.5, а); при высоких электрических нагрузках и небольшой потребности в паре у теплового потреби-

теля недостающая электроэнергия должна вырабатываться на электростанциях с турбинами конденсационного типа. Таким образом, установка будет использоваться достаточно эффективно только в том случае, если она рассчитана на ту часть тепловой нагрузки, которая сохраняется в течение большей части года. Давление пара за турбиной должно быть выбрано таким, какое требуется потребителю.

На установках с турбинами конденсационного типа, имеющими регулируемые отборы (см. рис. 2.5, б), выработка электрической энергии и отпуск тепла могут изменяться в достаточно широких пределах независимо друг от друга. При этом полная номинальная электриче-

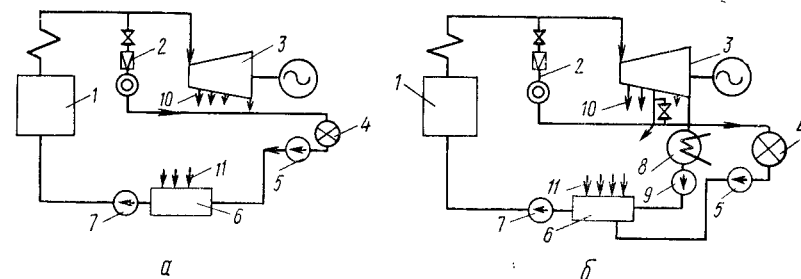


Рис. 2.5. Тепловые схемы ТЭЦ на органическом топливе с турбиной с противодавлением (а) и с турбиной с регулируемым отбором (б).

1 — паровой котел; 2 — РОУ; 3 — турбогенератор; 4 — тепловой потребитель; 5 — обратный конденсатный насос; 6 — регенеративные подогреватели; 7 — питательный насос; 8 — конденсатор; 9 — конденсатный насос; 10 — пар на регенеративный подогрев; 11 — пар от отбора.

ская мощность, если это требуется, может быть достигнута в отсутствие тепловой нагрузки. Турбины такого типа имеют обычно один, два или даже три регулируемых отбора. При одном регулируемом отборе отводимый от турбины пар может поступать на производственные нужды (турбины типа П) или на теплофикацию (турбины типа Т). При двух регулируемых отборах либо оба отбора являются теплофикационными (турбины типа Т), либо один из них является производственным, а другой — теплофикационным (турбины типа ПТ). Имеются также установки с одним производственным и двумя теплофикационными отборами.

Атомные ТЭЦ также могут иметь турбины с противодавлением, с конденсацией и с регулируемыми отборами (рис. 2.6). Эффективна также схема, отвод тепла на теплофикацию в которой осуществляется от теплоносителя, уже охлажденного в ПГ [53]. Такую схему можно применять как в сочетании с отбором тепла от турбины, так и при турбинах чисто конденсационного типа. Чем выше отвод тепла в теплообменнике, тем ниже температура теплоносителя на входе в реактор и больше его тепловая мощность. Так как капитальные затраты по реакторному залу остаются при этом неизменными (а реакторный зал — один из наиболее дорогостоящих элементов АЭС), то экономические показатели станции улучшаются.

В атомной энергетике находят также применение схемы, в которых реактор используется только для выработки тепла (теплофика-

ции). На станциях такого типа (АСТ) реактор работает при низких температурах, его можно изготовить из относительно недорогих материалов, покрытия твэлов — из алюминия или его сплавов. Эта схема (см. рис. 2.6, а) относительно проста, легко регулируется и в ряде случаев может оказаться экономически выгодной.

Пар или горячая вода, передающие тепло потребителю, ни в коей мере не должны быть радиоактивными. Можно полагать, что крупные АТЭЦ в основном не будут работать по одноконтурным схемам. Однако даже при двухконтурной схеме на станциях с водяным теплоносителем

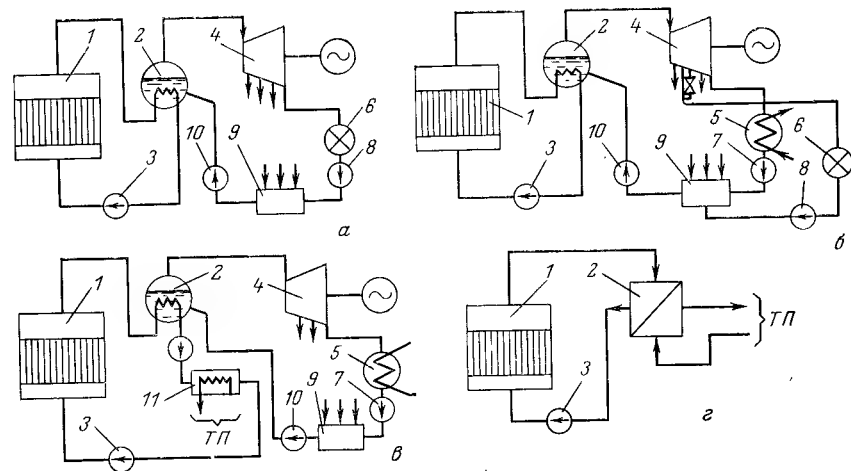


Рис. 2.6. Схемы атомных ТЭЦ с турбогенератором с противодавлением (а), с регулируемым отбором (б), с теплообменником в первом контуре (в) и схема установки для централизованного теплоснабжения (г).
1 — реактор; 2 — ПГ; 3 — циркуляционный насос; 4 — турбогенератор; 5 — конденсатор; 6 — тепловой потребитель; 7 — конденсатный насос; 8 — обратный конденсатный насос; 9 — регенеративные подогреватели; 10 — питательный насос; 11 — теплообменник; ТП — к тепловому потребителю.

лем прямой отпуск пара потребителю из отборов турбины недопустим, так как при появлении протечек в ПГ радиоактивный пар может попасть к потребителю. На АЭС тепло может поступать к потребителю с паром от паропреобразователей и с горячей водой от сетевых подогревательных установок (см. гл. 7).

В схеме, изображенной на рис. 2.6, в, в промежуточном контуре (между теплообменником 11 и теплообменником контура теплового потребителя) следует поддерживать более низкое давление, чем в контуре теплового потребителя, с тем, чтобы при появлении неплотностей протечки в контур теплового потребителя не могли иметь места.

Сопоставляя схемы электростанций на органическом и ядерном топливах (КЭС и ТЭЦ), легко заметить, что контуры АЭС всегда замкнуты, в то время как газовый контур обычной тепловой электростанции всегда разомкнут. При разомкнутой схеме температура выбрасываемого в окружающую среду отработавшего теплоносителя всегда выше температуры окружающей среды. Поэтому в тепловом отношении

схема с замкнутым контуром теплоносителя всегда экономичнее, чем схема с разомкнутым контуром.

Таким образом, применение схем с замкнутым контуром теплоносителя на АЭС не только необходимо, но и целесообразно, так как тепловая экономичность цикла при этом возрастает. Кроме того, следует иметь в виду, что теплоноситель АЭС представляет определенную ценность (иногда стоимость его сравнительно велика).

2.3. СТРУКТУРА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТЭС И АЭС

ТЭС по типу (структуре) тепловой схемы подразделяются на *блочные* и *неблочные*.

При блочной схеме все основное и вспомогательное оборудование паротурбинной установки не имеет технологических связей с оборудованием другой установки электростанции. Для электростанций на органическом топливе при этом к каждой турбине пар подводится только от одного или двух соединенных с ней котлов. Паротурбинную установку, турбина которой питается паром от одного парового котла, называют *моноблоком*, при наличии двух котлов на одну турбину — *дубль-блоком*. При неблочной схеме ТЭС пар от всех паровых котлов поступает в общую магистраль и лишь оттуда распределяется по отдельным турбинам. В ряде случаев имеется возможность направлять пар непосредственно от паровых котлов к турбинам, однако общая соединительная магистраль при этом сохраняется и поэтому всегда можно использовать пар от всех котлов для питания любой турбины. Линии, по которым вода подается в паровые котлы (питательные трубопроводы), также имеют поперечные связи.

Блочные ТЭС дешевле неблочных, так как в первом случае упрощается схема трубопроводов, сокращается количество арматуры. Управлять отдельными агрегатами на такой станции проще, установки блочного типа легче автоматизировать. В эксплуатации работа одного блока не отражается на соседних. При расширении электростанции последующий блок может иметь другую мощность и работать на новых параметрах. Это дает возможность на расширяемой станции устанавливать более мощное оборудование на более высокие параметры, т. е. позволяет повышать технико-экономические показатели электростанции. Наладка и освоение нового оборудования при этом не отражаются на работе ранее установленных агрегатов. Однако для нормальной эксплуатации блочных ТЭС надежность оборудования их должна быть значительно выше, чем на неблочных. В блоках нет резервных паровых котлов, при превышении возможной производительности котла над необходимым для данной турбины расходом часть пара (так называемый скрытый резерв, который широко используется на неблочных ТЭС) здесь нельзя перепустить на другую установку.

Для паротурбинных установок с промежуточным перегревом пара блочная схема является практически единственно возможной, так как неблочная схема станций в этом случае окажется чрезмерно сложной.

В Советском Союзе паротурбинные установки ТЭС без регулируемых отборов пара с начальным давлением $p_0 \leq 8,8$ МПа и установки

с регулируемым сбросом при $p_0 \leq 12,7$ МПа работают по циклам без промежуточного перегрева пара. Электростанции с таким оборудованием строят неблочными. При более высоких давлениях (на КЭС начиная с $p_0 = 12,7$ МПа, а на ТЭЦ при $p_0 = 23,5$ МПа) все паротурбинные агрегаты работают по циклам с промперегревом и станции с такими установками строят блочными.

АЭС всегда строят блочными. Блок АЭС состоит обычно из одного реактора и одного или нескольких ПГ (при двухконтурной или трехконтурной схеме) и турбин. На крупных блоках, строящихся в последние годы, имеется обычно не более двух турбин, но количество ПГ все же достигает 4—6. Такая структура тепловой схемы АЭС объясняется тем, что на крупных конденсационных АЭС основное оборудование выбирается по возможности большей мощности (производительности), так как чем выше мощность (производительность) этих аппаратов, тем ниже их удельная стоимость. Между тем в настоящее время реактор может быть создан значительно большей мощности, чем турбина (при тех параметрах, которые приняты сейчас на АЭС), а производительность наиболее крупных ПГ обычно недостаточна даже для работы в блоке с одной турбиной. Кроме того, блок с одним реактором и двумя турбинами является более маневренным, чем с одной более мощной турбиной, а показатели тепловой экономичности его являются практически одними и теми же при работе на полной мощности и на мощности 50% номинальной.

Глава 3

ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОЙ И ОБЩЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

3.1. ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Тепловая экономичность КЭС характеризуется значениями КПД удельного расхода тепла и удельного расхода условного топлива или значением удельного расхода ядерного топлива на АЭС. При этом на обычных ТЭС удельный расход условного топлива является основным показателем.

Как известно, в основе цикла паротурбинной установки лежит цикл Ренкина. На рис. 3.1 показаны схема простейшей паротурбинной установки и циклы Ренкина для нее при работе на насыщенном и перегретом паре. Из общего выражения, определяющего термический КПД,

$$\eta_t = (q_0 - q_k)/q_0 \quad (3.1)$$

для простейшей установки, работающей по идеальному циклу Ренкина, получаем

$$\eta_t = \frac{(i_0 - i_{п.в}) - (i_{к,а}^H - i_k)}{i_0 - i_{п.в}}, \quad (3.2)$$

где q_0, q_k — количество тепла, подведенного к 1 кг пара в котле или реакторе и отведенного от него в конденсаторе соответственно, кДж/кг; $i_k, i_{п.в}$ — энтальпия воды на выходе из конденсатора и после насоса соответственно, кДж/кг; $i_0, i_{к,а}^H$ — энтальпия пара перед турбиной и на входе в конденсатор при адиабатическом расширении в турбине, кДж/кг. Уравнение (3.2) можно представить в виде

$$\eta_t = \frac{(i_0 - i_{к,а}^H) - (i_{п.в} - i_k)}{i_0 - i_{п.в}}. \quad (3.3)$$

На рис. 3.2 изображен рабочий процесс пара в турбине $i-s$ -диаграмме. Из рисунка видно, что разность $i_0 - i_{к,а}^H$ в уравнении

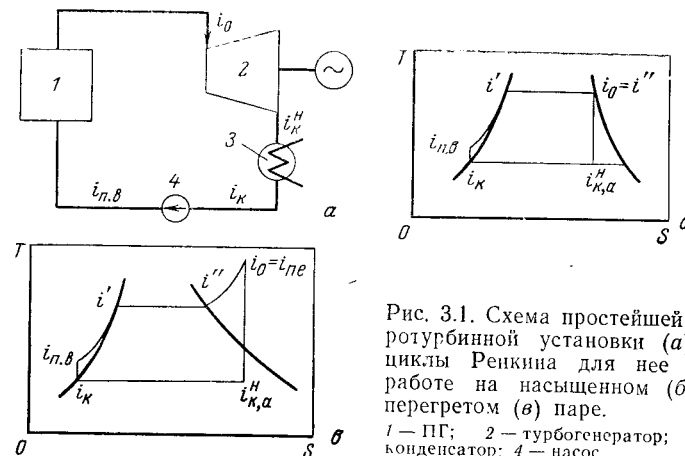


Рис. 3.1. Схема простейшей паротурбинной установки (а) и циклы Ренкина для нее при работе на насыщенном (б) и перегретом (в) паре.
1 — ПГ; 2 — турбогенератор; 3 — конденсатор; 4 — насос.

(3.3) представляет собой располагаемый (адиабатический) перепад энтальпии H_a . Разность энтальпий $i_{п.в} - i_k$ в рассматриваемых условиях выражает затраты энергии в насосе, отнесенные к 1 кг воды при ее адиабатическом сжатии.

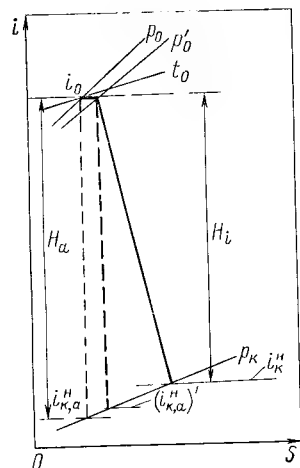
Таким образом, термический КПД может быть определен из зависимости

$$\eta_t = (H_a - H_{a,н})/q_0. \quad (3.4)$$

Термический КПД оценивает эффективность идеального цикла (когда используется весь располагаемый перепад энтальпии). В реальных условиях из-за потерь энергии потоком в проточной части турбины, во входных и регулирующих устройствах, с выходной скоростью, а также из-за протечек пара через уплотнения используется лишь часть этого перепада H_i (см. рис. 3.2).

Отношения использованного перепада энтальпии H_i к располагаемому H_a или внутренней работы 1 кг пара в турбине L_i к располагаемой работе L_a , характеризующие совершенство проточной части турбины, входных и регулирующих устройств, называют *внутренним относительным КПД турбины* η_{oi} .

Из диаграммы рабочего процесса пара в турбине (см. рис. 3.2) видно, что энергетические потери, оцениваемые η_{0i} , увеличивают энтальпию пара на выходе из турбины i_k^H на $\Delta i = i_k^H - i_{k,a}^H$. Очевидно, что на такое же значение возрастает количество тепла, передаваемое охлаждающей воде в конденсаторе 1 кг пара (потери с охлаждающей водой Δq_k , рассчитанные на 1 кг пара).



цикле турбогенераторной установки вырабатывается электрическая энергия L_a в количестве

Отношение L_3/q_0 является абсолютным электрическим КПД турбогенераторной установки η_3 . Из приведенных соотношений видно, что η_3 определяется выражениями

или

$$\eta_a = \eta_l \eta_{0a}, \quad (3.8a)$$

Для современных турбин механический КПД находится в пределах 0,97—0,99, а КПД генератора — 0,97—0,98 при воздушном охлаждении генератора и 0,98—0,99 при водородном его охлаждении.

28

На электростанциях, работающих на органическом топливе, наряду с потерями в турбогенераторе имеются потери в паровом котле и трубопроводах; следовательно, КПД станции определяется выражением

$$\eta_{\text{CT}} = \eta_{\text{D}}\eta_{\text{TP}}\eta_{\text{H,K}}, \quad (3.9)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ учитывает потери тепла в трубопроводах, а $\eta_{\text{п.к}}$ — в паровом котле.

Для одноконтурной АЭС $\eta_{ст}$ определяется аналогичной зависимостью

$$\eta_{\text{CT}} = \eta_{\text{a}}\eta_{\text{TP}}\eta_{\text{p.y}}, \quad (3.10)$$

для двухконтурной

$$\eta_{\text{CT}} = \eta_{\text{L}} \eta_{\text{TP}}'' \eta_{\text{PR}} \eta_{\text{TP}}' \eta_{\text{P,V}}, \quad (3.11)$$

для трехконтурной

$$\eta_{\text{CT}} \equiv \eta_{\text{J}} \eta_{\text{TP}}''' \eta_{\text{HG}} \eta_{\text{TP}}'' \eta_{\text{T}} \eta_{\text{TP}}' \eta_{\text{p, s}}. \quad (3.12)$$

В этих зависимостях $\eta_{p,y}$ оценивает потери тепла в реакторе, η_r — потери в теплообменнике, η'_{tr} , η''_{tr} , η'''_{tr} — потери в трубопроводах первого, второго и третьего контуров соответственно; $\eta_{p,y}$ учитывает потери тепла в окружающую среду, с водой продувки реактора, потери, связанные с необходимостью охлаждать биологическую защиту, а в ряде случаев замедлитель и некоторые другие элементы установки. Значения $\eta_{p,y}$ существенно зависят от типа реактора.

КПД парового котла обычно находится в пределах 0,90 -0,93.

Потери тепла в ПГ АЭС связаны с потерями в окружающую среду и потерями с водой продувки. Потери в окружающую среду обычно не превышают 1 %. Потери с водой продувки можно рассчитать по формуле

$$Q_{np} = D_{c,np} (i_{c,np} - i_{c,3}), \quad (3.13)$$

где $D_{\text{о.пр}}$ — количество продувочной воды, поступающей из охладителя продувки, кг/с; $i_{\text{о.пр}}$ — энтальпия воды после охладителя продувки, кДж/кг; $i_{\text{с.в}}$ — энтальпия сырой воды, кДж/кг. Для одноконтурных станций КПД трубопроводов $\eta_{\text{тр}}$ будет не ниже 0,99, так как тепловые потери в этом случае обусловлены только потерями в окружающую среду; утечки рабочей среды, обладающей большой активностью, здесь должны быть полностью исключены. Такие же значения будут иметь КПД первых контуров двухконтурных и трехконтурных установок, а также КПД теплообменника $\eta_{\text{т}}$ трехконтурных АЭС.

На двухконтурных и трехконтурных станциях рабочая среда последнего контура неактивна. Поэтому специальные меры для предупреждения утечек здесь не принимаются и коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах, здесь может быть принят равным 0,97—0,98.

Такие же значения $\eta_{тр}$ принимаются на станциях с органическим топливом.

Абсолютный электрический КПД конденсационной турбогенераторной установки может быть определен также из соотношения электрической мощности установки $N_{э}$ и количества тепла Q_0 , подведенного с паром к турбогенератору в единицу времени, по зависимости

$$\eta_{э} = N_{э}/Q_0, \quad (3.14)$$

а КПД станции — из аналогичного соотношения

$$\eta_{ст} = N_{э}/Q_{ст}. \quad (3.15)$$

В этих зависимостях

$$Q_0 = D_0 (i_0 - i_{п.в}), \quad (3.16)$$

$$Q_{ст} = Q_0/\eta_{пот}, \quad (3.17)$$

где $\eta_{пот}$ — коэффициент, оценивающий все потери, начиная от реактора, если рассматривается АЭС, или от парового котла, если рассматривается обычная станция, до турбины. Для установок на органическом топливе

$$\eta_{пот} = \eta_{п.к} \eta_{тр}, \quad (3.18)$$

а для двухконтурной АЭС, например,

$$\eta_{пот} = \eta_{р.у} \eta'_{тр} \eta_{пг} \eta''_{тр}. \quad (3.19)$$

Определенные выше значения $\eta_{э}$ и $\eta_{ст}$ не учитывают расхода электроэнергии на собственные нужды электростанции и поэтому рассматриваются как КПД брутто. Если мощность механизмов собственных нужд составляет $\Delta N_{с.н.}$, то КПД электростанции $\eta_{ст}^H$ с учетом энергии, затрачиваемой на собственные нужды (КПД электростанции нетто), определится как

$$\eta_{ст}^H = (N_{э} - \Delta N_{с.н.})/Q_{ст}. \quad (3.20)$$

Отсюда

$$\eta_{ст}^H = \eta_{ст} (1 - \beta_{с.н.}), \quad (3.21)$$

где доля **мощности**, расходуемая на собственные нужды станции,

$$\beta_{с.н.} = \Delta N_{с.н.}/N_{э}. \quad (3.22)$$

КПД **нетто** электростанции может быть также определен из зависимости

$$\eta_{ст}^H = \eta_{ст} \eta_{с.н.} \quad (3.23)$$

где КПД **собственных** нужд электростанции

$$\eta_{с.н.} = N_{э}^H/N_{э}. \quad (3.24)$$

По аналогичным выражениям определяется абсолютный электрический КПД **нетто** $\eta_{э}^H$ в зависимости от электрического КПД брутто $\eta_{э}$.

Связь между КПД собственных нужд $\eta_{с.н.}$ и долей мощности, расходуемой на нужды станции $\beta_{с.н.}$, устанавливается зависимостью

$$\eta_{с.н.} = 1 - \beta_{с.н.} \quad (3.25)$$

Как уже отмечалось, оценка тепловой экономичности установки проводится также по удельному расходу тепла. В расчетах обычно рассматривают удельный расход тепла на турбогенераторную установку $q_{э}$ и удельный расход тепла по всей электростанции $q_{ст}$. Эти величины определяются из выражений

$$q_{э} = 3600 Q_0/N_{э} \quad (3.26)$$

и

$$q_{ст} = 3600 Q_{ст}/N_{э}. \quad (3.27)$$

Здесь $q_{э}$ и $q_{ст}$ выражаются в килоджоулях на 1 кВт·ч.

Сопоставляя выражения (3.14) и (3.15) с зависимостями (3.26) и (3.27), легко заметить, что

$$q_{э} = 3600/\eta_{э}, \quad (3.28)$$

а

$$q_{ст} = 3600/\eta_{ст}. \quad (3.29)$$

Удельный расход условного топлива b_y , являющийся в Советском Союзе основным показателем тепловой экономичности электростанций на органическом топливе, может быть определен из уравнения теплового баланса электростанции

$$BQ_p^H = 3600 N_{э}/\eta_{ст},$$

где B — общий часовой расход топлива, кг/ч; Q_p^H — низшая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Из этого уравнения следует, что удельный расход топлива [кг/кДж]

$$b = B/N_{э} = 3600/Q_p^H \eta_{ст}, \quad (3.30)$$

а для условного топлива (с низшей теплотой сгорания $Q_p^H = 29\,300$ кДж/кг), кг/кДж

$$b_y = 3600/29\,300 \eta_{ст} \approx 0,123/\eta_{ст}. \quad (3.31)$$

Расход ядерного топлива на АЭС является таким же показателем тепловой экономичности, как и расход условного топлива, так как при делении всех ядер 1 кг урана выделяется всегда одно и то же количество тепла — $7,9 \cdot 10^{10}$ кДж.

Правда, при работе реактора 10–20% топлива в результате захвата нейтронов превращается в неделящиеся изотопы: ^{235}U превращается в ^{236}U , а ^{239}Pu в ^{240}Pu . В результате количество выделившегося тепла в расчете на 1 кг выгоревшего топлива уменьшается. Однако в практических расчетах это изменение можно считать постоянным, вследствие чего удельную теплоту сгорания топлива также можно считать постоянной. Обычно считают расход выгоревшего топлива в среднем на 15% больше количества разделившихся изотопов. Тогда количество

выделяемого тепла в расчете на 1 кг выгоревшего ядерного топлива может быть принято равным

$$Q_{я.т} = 7,9 \cdot 10^{10} \cdot 0,85 \approx 6,7 \cdot 10^{10} \text{ кДж/кг,}$$

или

$$Q_{я.т} = \frac{6,7 \cdot 10^{10}}{3600} = 1,86 \cdot 10^7 \text{ кВт} \cdot \text{ч/кг}.$$

В соответствии с зависимостью (3.30) удельный расход выгоревшего ядерного топлива [кг/(кВт·ч)]

$$b_{я.т} = \frac{3600}{Q_{я.т} \eta_{ст}} = \frac{3600}{6,7 \cdot 10^{10} \eta_{ст}} = \frac{5,4 \cdot 10^{-8}}{\eta_{ст}}, \quad (3.32)$$

или [г/(МВт·ч)]

$$b_{я.т} = \frac{0,054}{\eta_{ст}}, \quad (3.33)$$

Определение удельных расходов тепла и топлива по электростанции с учетом расходов энергии на собственные нужды проводится по тем же зависимостям, однако при этом в расчетные формулы вводятся значения $N_{э}^H$ и $\eta_{ст}^H$ [см. зависимости (3.27), (3.29), (3.30) - (3.33)].

Общий расход топлива на АЭС, как известно, значительно превышает количество выгоревшего топлива. Общий расход топлива не характеризует тепловую экономичность электростанции, но этой величиной необходимо располагать при проектировании и эксплуатации электростанций, а также для оценки ее общей экономичности.

Общий расход ядерного топлива может определить в зависимости от глубины выгорания a (в килограммах выгоревшего делящегося вещества на 1 т топлива) (т/год)

$$B_{я.т} = \frac{N_{э} \tau}{1,86 \cdot 10^7 \eta_{ст} a}, \quad (3.34)$$

или

$$B_{я.т} = \frac{b_{я.т} N_{э} \tau}{a}. \quad (3.34a)$$

Здесь $N_{э}$ — электрическая мощность, кВт; τ — число часов использования установленной мощности в год.

В формуле (3.34a) $b_{я.т}$ рассчитывается по уравнению (3.32) и выражается в килограммах на 1 кВт·ч. Часто суммарное выгорание топлива K выражают в мегаватт-сутках на 1 т урана. В этом случае зависимость общего расхода топлива от мощности электростанции (в мегаваттах) определяется выражением (т/год)

$$B_{я.т} = \frac{N_{э} \tau}{24 K \eta_{ст}}. \quad (3.35)$$

При принятых допущениях выгорание 1 кг ^{235}U обуславливает

$$1,86 \cdot 10^7 / (24 \cdot 10^3) \approx 775 \text{ МВт} \cdot \text{сут/кг}.$$

Это означает, что связь между суммарным выгоранием топлива K (МВт·сут/т) и глубиной его выгорания a определяется выражением

$$K = 775a. \quad (3.36)$$

Для примера определим удельный расход выгоревшего ядерного топлива и общий расход ядерного топлива для электростанции мощностью 400 МВт. Допустим, что реактор работает на естественном уране с глубиной выгорания $a = 3$ кг/т, КПД электростанции равен 0,25, а число часов использования установленной мощности $\tau = 7000$ ч/год.

Удельный расход выгоревшего ядерного топлива

$$b_{я.т} = \frac{0,054}{0,25} = 0,216 \frac{\text{г}}{\text{МВт} \cdot \text{ч}},$$

а общий расход при расчете по формуле (3.34)

$$B_{я.т} = \frac{400 \cdot 7000}{1,86 \cdot 10^7 \cdot 0,25 \cdot 3} = 200 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

Это же значение получается при расчете по формуле (3.35), если учесть, что при глубине выгорания $a = 3$ кг/т в соответствии с формулой (3.36)

$$K = 775 \cdot 3 = 2325 \text{ МВт} \cdot \text{сут/т}.$$

Действительно, при расчете по формуле (3.35) получаем

$$B_{я.т} = \frac{400 \cdot 7000}{24 \cdot 2325 \cdot 0,25} = 200 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

Для электростанции такой мощности, работающей на органическом топливе, при том же значении $\eta_{ст}$ расход условного топлива с теплотой сгорания 29 300 кДж/кг, или 8,14 кВт·ч/кг, составит

$$B = \frac{N_{э}}{Q_p \eta_{ст}} = \frac{400 \cdot 10^3}{8,14 \cdot 0,25} \approx 195 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} = 195 \frac{\text{т}}{\text{ч}}.$$

Таким образом, в нашем примере АЭС при работе даже на естественном уране с небольшой глубиной выгорания расходует в год примерно столько же топлива, сколько на угольной электростанции такой же мощности и с тем же КПД расходуется обычного топлива в течение 1 ч (при Q_p^H , равной теплоте сгорания условного топлива).

Иногда (при планировании развития ядерной энергетики, определении потребности в природном уране, оценке эффективности использования природных ядерных ресурсов на электростанциях различных типов и пр.) необходимо установить удельный расход природного урана b_u . Эта величина с учетом возврата в цикл отработавшего в реакторе и вновь накопленного топлива определяется выражением [г/(кВт·ч)]:

$$b_u = \frac{1000}{24} \frac{A}{K \eta_{ст}} (1 - K_b), \quad (3.37)$$

где $A = (X_H - y)/(C_0 - y)$, $K = Q_p \tau_K / G_p$, а коэффициент возврата топлива в цикл после однократного использования в реакторе.

$$K_b = [1 - \varepsilon_H - (1 + KB) \delta_b X_H] / (X_H - y). \quad (3.38)$$

В приведенных формулах X_H , X_K , C_0 и y — содержание ^{235}U в свежих и в отработавших твэлах, природном уране и отвале обогащенных производств соответственно, кг ^{235}U /кгU; Q_p — тепловая мощность реактора, МВт; τ_K — длительность кампании, сут; G_p — количество топлива, загруженного в реактор, т; ε_H — коэффициент, учитывающий потери ядерного топлива при изготовлении

твэлов, химической обработке топлива, а также в процессах сублимации и дообогащения; K_B — коэффициент воспроизводства плутония в активной зоне реактора (по отношению к разделившемуся ^{235}U); δ_5 — доля разделившегося в реакторе ^{235}U [8].

В зависимости (3.38) выражение, стоящее в квадратных скобках, учитывает изменение количества требуемого природного урана при использовании невыгоревшего ^{235}U и воспроизводстве плутония. Для разомкнутого цикла $K_B = 0$.

3.2. ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ

На ТЭЦ подведенное к рабочей среде тепло включает в себя не только энергию, необходимую для выработки электроэнергии требуемой мощности, но и тепло, отдаваемое тепловому потребителю. Поэтому тепловая экономичность ТЭЦ характеризуется показателями тепловой экономичности по производству электроэнергии и отдельно показателями по производству тепла.

Для определения этих показателей необходимо общий расход тепла по установке или электростанции в целом разделить на доли, затрачиваемые на производство отдельных видов энергии. По принятому в Советском Союзе методу на долю теплового потребителя относят отпускаемое ему тепло с учетом потерь при производстве и транспортировке пара, а на долю электрического потребителя — все остальное тепло, т. е. разность между полным расходом тепла и теплом, выполненным для теплового потребителя.

Таким образом, электрический КПД по производству электроэнергии на ТЭЦ $\eta_{э, \text{тэц}}$ определится из выражения

$$\eta_{э, \text{тэц}} = \frac{N_{э}}{Q_0 - (Q_{\text{ТП}}/\eta_{\text{ТП}})}, \quad (3.39)$$

где $Q_{\text{ТП}}$ — количество тепла, отведенное тепловому потребителю с отработавшим в турбине паром, кДж/с; $\eta_{\text{ТП}}$ — коэффициент, учитывающий потери тепла в теплообменных аппаратах и коммуникациях на линиях от турбины до теплового потребителя.

КПД электростанции (обычной или атомной) по производству электроэнергии составит

$$\eta_{\text{ст, тэц}} = \frac{N_{э}}{Q_{\text{ст}} - (Q_{\text{ТП}}/\eta_{\text{ТП}} \eta_{\text{пот}})}, \quad (3.40)$$

где коэффициент $\eta_{\text{пот}}$, учитывающий потери тепла в аппаратах и коммуникациях станции до турбины, определяется по описанному выше методу [см. уравнения (3.18) и (3.19)].

Применительно к АТЭЦ формулы (3.39) и (3.40) действительны, когда тепловому потребителю подается тепло только с отработавшим в турбине паром (см. рис. 2.6, а и б); если наряду с этим тепловому потребителю отводится тепло от теплоносителя, уже охлажденного в ПГ (см. рис. 2.6, в), то формула для определения КПД электростанции по производству электроэнергии примет вид

$$\eta_{\text{ст, тэц}} = \frac{N_{э}}{Q_{\text{ст}} - (Q_{\text{ТП}}/\eta_{\text{пот}} \eta_{\text{ТП}}) - (Q_{\text{т}}/\eta_{\text{ТП}} \eta'_{\text{тр}} \eta_{\text{р.у}})}, \quad (3.40а)$$

где $Q_{\text{т}}$ — количество тепла, переданное тепловому потребителю со средой, отводящей тепло непосредственно от теплоносителя.

Для установки, в которой тепло отводится только от теплоносителя (с турбинами чисто конденсационного типа), $\eta_{\text{ст, тэц}}$ определится по той же формуле, однако при этом $Q_{\text{ТП}} = 0$ и второй член в знаменателе уравнения (3.40а) будет отсутствовать.

По значениям КПД по производству электроэнергии легко определить удельный расход тепла [см. формулы (3.28) и (3.29)] и удельный расход органического или ядерного топлива [см. формулы (3.31) и (3.33)] на производство электроэнергии.

Удельный расход тепла на производство электроэнергии может быть рассчитан и непосредственно по зависимостям

$$q_{э, \text{тэц}} = 3600 Q_{э, \text{тэц}}/N_{э}; \quad (3.41)$$

$$q_{\text{ст, тэц}} = 3600 Q_{\text{ст, тэц}}/N_{э}. \quad (3.42)$$

Общий расход тепла на производство электроэнергии в турбогенераторной установке $Q_{э, \text{тэц}}$ и на станции в целом $Q_{\text{ст, тэц}}$ для условий, когда тепловому потребителю подается тепло только с отработавшим в турбине паром, определяется из уравнений

$$Q_{э, \text{тэц}} = Q_0 - (Q_{\text{ТП}}/\eta_{\text{ТП}}); \quad (3.43)$$

$$Q_{\text{ст, тэц}} = Q_{\text{ст}} - (Q_{\text{ТП}}/\eta_{\text{ТП}} \eta_{\text{пот}}). \quad (3.44)$$

Для условий, когда тепло подается тепловому потребителю с отработавшим паром и одновременно отбирается непосредственно от теплоносителя первого контура (по схеме рис. 2.6, в),

$$Q_{\text{ст, тэц}} = Q_{\text{ст}} - \frac{Q_{\text{ТП}}}{\eta_{\text{ТП}} \eta_{\text{пот}}} - \frac{Q_{\text{т}}}{\eta_{\text{ТП}} \eta'_{\text{тр}} \eta_{\text{р.у}}}. \quad (3.44а)$$

Уравнение (3.44) применимо как к обычным станциям, так и к АЭС. Отвод тепла тепловому потребителю непосредственно от теплоносителя первого контура может иметь место только на АЭС (такие схемы применяются сейчас на АТЭЦ, на которых тепло используется для опреснения морской воды).

Общее количество тепловой энергии, подведенное к рабочей среде теплофикационной турбогенераторной установки, включает в себя энергию, затрачиваемую на создание внутренней мощности, турбины N_i , тепло, отдаваемое тепловому потребителю, $Q_{\text{ТП}}/\eta_{\text{ТП}}$ и потери в конденсаторе $Q_{\text{к}}$.

При неизменном значении N_i (соответственно и $N_{э}$) и одних и тех же параметрах пара $\eta_{э, \text{тэц}}$ всегда выше, чем $\eta_{э}$ для конденсационной установки, и возрастает с увеличением количества тепла, отдаваемого тепловому потребителю. Однако если сравнить установки, различающиеся по техническому совершенству процесса производства электроэнергии, то окажется, что далеко не всегда более совершенной установке соответствует большее значение $\eta_{э, \text{тэц}}$.

Действительно, если значение $Q_{\text{ТП}}$ на технически менее совершенной установке (например, работающей при меньших начальных пара-

метрах) значительно выше, чем на более совершенной установке, $\eta_{э, тэц}$ для нее также может оказаться выше.

Для ТЭЦ с турбинами с противодавлением количество тепла, затраченного на выработку электроэнергии в единицу времени, равно внутренней мощности N_i и, следовательно, КПД по производству электрической энергии в соответствии с уравнением (3.39) равен

$$\eta_{э, тэц} = \frac{N_i}{Q_0 - (Q_{ТП}/\eta_{ТП})} \eta_M \eta_r = \eta_M \eta_r, \quad (3.45)$$

т. е. не зависит от параметров, при которых работает турбина, и ее совершенства.

Таким образом, КПД по производству электроэнергии на ТЭЦ в ряде случаев не дает достаточно полной характеристики термического совершенства процесса производства электрической энергии. Поэтому наряду с этим показателем на теплоэлектроцентралях применяется другой показатель — *удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении*, которая определяется по формуле (кВт·ч/кДж)

$$\varepsilon = \frac{N_{э, тп}}{3600 Q_{ТП}} \eta_{ТП}, \quad (3.46)$$

или (кВт·ч/ГДж)

$$\varepsilon = \frac{10^6}{3600} \frac{N_{э, тп}}{Q_{ТП}} \eta_{ТП}, \quad (3.46a)$$

где $N_{э, тп}$ — количество электроэнергии, которое вырабатывается в единицу времени паром, поступающим из противодавления или отборов тепловому потребителю и на регенеративный подогрев воды.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении зависит от начальных и конечных параметров пара и технического совершенства турбогенератора, характеризуемого значениями коэффициентов η_{oi} , η_M и η_r . Чем выше значение ε , тем целесообразнее (при прочих равных условиях) комбинированная выработка тепла и электроэнергии.

Тепловая экономичность процесса производства тепла характеризуется КПД по производству тепла $\eta_{Q, ст}$ и удельным расходом условного $b_{Q, y}$ или ядерного топлива $b_{Q, я, т}$.

Для обычных ТЭС и АЭС, на которых тепло отводится тепловому потребителю с отработавшим в турбине паром (отбираемого из регулируемого отбора или противодавления), КПД по производству тепла определяется из зависимости

$$\eta_{Q, ст} = \eta_{ТП} \eta_{пот}, \quad (3.47)$$

где коэффициент $\eta_{пот}$, учитывающий потери тепла в аппаратах и коммуникациях электростанции, будет, конечно, иметь различные значения в зависимости от типа электростанции и числа контуров, если рассматривается АЭС [см., например, формулы (3.18) и (3.19)].

Общий вид зависимости (3.47) сохранится также для случаев, когда на АЭС тепло отводится непосредственно от теплоносителя

(см. рис. 2.6, в) или реактор используется только для централизованного теплоснабжения (см. рис. 2.6, г).

Общий часовой расход топлива на производство тепла для электростанций на органическом топливе (кг/ч)

$$B = \frac{3600 Q_{ТП}}{Q_p^H \eta_{Q, ст}}. \quad (3.48)$$

Удельный расход натурального топлива (кг/кДж)

$$b_Q = (Q_p^H \eta_{Q, ст})^{-1}, \quad (3.49)$$

а условного топлива (в расчете на 1 ГДж тепла)

$$b_{Q, y} = \frac{10^6}{29300 \eta_{Q, ст}} = \frac{34,2}{\eta_{Q, ст}}, \quad (3.50)$$

Полный расход ядерного топлива на производство тепла с учетом глубины выгорания можно рассчитать по формуле (т/год),

$$B_{Q, я, т} = \frac{Q_{ТП} \tau}{1,86 \cdot 10^7 \eta_{Q, ст} a}, \quad (3.51)$$

удельный расход — по формуле $\left[\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{ч})} \right]$

$$b_{Q, я, т} = \frac{3600}{6,7 \cdot 10^{10} \eta_{Q, ст}} = \frac{5,4 \cdot 10^{-8}}{\eta_{Q, ст}}, \quad (3.52)$$

или (г/ГДж)

$$b_{Q, я, т} = 0,015 / \eta_{Q, ст}. \quad (3.53)$$

3.3. ПОКАЗАТЕЛИ ОБЩЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Основными показателями экономичности электростанции являются удельные капитальные затраты по сооружению электростанции, себестоимость электрической и тепловой энергии и удельные приведенные затраты. Если $K_{ст}$ — полная стоимость электростанции, а $N_{э}$ — электрическая мощность брутто, т. е. так называемая *установленная мощность*, то удельные капиталовложения (руб/кВт)

$$k_{ст} = K_{ст} / N_{э}. \quad (3.54)$$

Эту величину принято называть *стоимостью 1 кВт установленной мощности*. Стоимость 1 кВт установленной мощности существенно зависит от типа электростанции, параметров пара и теплоносителя, единичной мощности реактора, турбогенератора, ПГ и других аппаратов и общей мощности электростанции. Для электростанций одного и того же типа и параметров увеличение единичной мощности основных агрегатов и мощности электростанции в целом приводит к уменьшению стоимости 1 кВт установленной мощности. Наиболее низкие значения $k_{ст}$ достигаются на блоках большой мощности.

Строительство АЭС в настоящее время обходится дороже, чем электростанций, работающих на органическом топливе. Поэтому стоимость 1 кВт установленной мощности АЭС с блоками большой мощности примерно в 1,5 раза выше, чем пылеугольной электростанции такой же мощности. Однако так как расходы на ядерное топливо, как правило, значительно ниже расходов на органическое топливо (при равных N_a), то АЭС даже в этих условиях может оказаться экономически выгодной.

В то же время следует иметь в виду, что по мере дальнейшего развития атомной энергетики, освоения технологии производства и усовершенствования основного оборудования, а также с ростом мощности электростанции и отдельных агрегатов $k_{ст}$ будет уменьшаться. Этот процесс, несомненно, будет протекать значительно быстрее, чем на электростанциях с органическим топливом, и можно полагать, что в недалеком будущем стоимость 1 кВт установленной мощности АЭС приблизится к стоимости обычной тепловой электростанции.

Себестоимость электроэнергии, отпускаемой с шин электростанции, определяется выражением [коп/(кВт·ч, руб/(кВт·ч)]

$$c_a = U_{год} / \mathcal{E}_{год}^H, \quad (3.55)$$

где $U_{год}$ — годовые издержки на выработку отпущенного электростанцией количества электроэнергии $\mathcal{E}_{год}^H$.

В технико-экономических расчетах принято годовые издержки разделять на издержки на топливо U_T , издержки, связанные с амортизационными отчислениями для полного возмещения основных капиталовложений, на текущий и капитальный ремонт и модернизацию оборудования U_K и эксплуатационные расходы $U_{экс}$, которые включают в себя расходы на заработную плату обслуживающего персонала электростанции и отчисления на социальное страхование, затраты на вспомогательные материалы, на услуги вспомогательных производств и прочие общестанционные расходы.

Таким образом,

$$U_{год} = U_T + U_K + U_{экс}, \quad (3.56)$$

и, следовательно, c_a может быть выражена следующим образом:

$$c_a = \frac{U_{год}}{\mathcal{E}_{год}^H} = \frac{U_T}{\mathcal{E}_{год}^H} + \frac{U_K}{\mathcal{E}_{год}^H} + \frac{U_{экс}}{\mathcal{E}_{год}^H}, \quad (3.57)$$

или

$$c_a = c_T + c_K + c_{экс}, \quad (3.58)$$

где $c_T = U_T / \mathcal{E}_{год}^H$ — топливная составляющая себестоимости электроэнергии; $c_K = U_K / \mathcal{E}_{год}^H$ — составляющая капитальных затрат себестоимости электроэнергии; $c_{экс} = U_{экс} / \mathcal{E}_{год}^H$ — эксплуатационная составляющая себестоимости электроэнергии.

На электростанциях, работающих на органическом топливе, топливная составляющая себестоимости отпускаемой электроэнергии определяется зависимостью

$$c_T = B_{год} s_T / (N_a^H \tau_{уст}), \quad (3.59)$$

где N_a^H — электрическая мощность электростанции (нетто), кВт; s_T — стоимость топлива, руб/т.

Для АЭС при загрузке реактора твэлами одинакового обогащения без частичных перегрузок топлива топливная составляющая себестоимости электроэнергии определяется по зависимости [8, 36]

$$c_T = G_p s_{я.т} / N_a^H \tau_K, \quad (3.60)$$

где τ_K — число часов использования установленной мощности за всю кампанию; G_p — масса твэлов активной зоны реактора, т; $s_{я.т}$ — стоимость 1 т ядерного топлива в твэлах, руб/т.

Когда перегрузка активной зоны производится частями, стоимость используемого в реакторе топлива состоит из двух составляющих. Первая, основная, составляющая C_m представляет собой стоимость топлива, выгоревшего в течение времени между двумя перегрузками. Эта стоимость полностью переносится на себестоимость электроэнергии, выработанной в данный период (за рассматриваемую кампанию). Другая составляющая стоимости ядерного топлива C_0 переносится на себестоимость электроэнергии в течение всего расчетного периода эксплуатации реакторной установки.

Таким образом, в рассматриваемых условиях

$$c_T = (C_0 / \mathcal{E}_{полн}^H) + (C_m / \mathcal{E}_K^H), \quad (3.61)$$

где $\mathcal{E}_K^H$ и $\mathcal{E}_{полн}^H$ — количество электроэнергии, отпущенное с шин электростанции за кампанию и весь расчетный период соответственно, кВт·ч.

Если выгоревшие твэлы направляются на переработку в целях извлечения невыгоревшего урана, плутония и других полезных элементов, то

$$c_T = (C_0 / \mathcal{E}_{полн}^H) + (C_m - C'_m) / \mathcal{E}_K^H, \quad (3.62)$$

где C'_m — стоимость выгруженных из реакторов твэлов.

Издержки, связанные с амортизационными отчислениями, капитальным и текущим ремонтом, а также с модернизацией оборудования (U_K), обычно выражаются с учетом капиталовложений в электростанцию ($K_{ст}$) коэффициентом амортизации r_a . Этот коэффициент определяется в зависимости от норм на реновацию, капитальный ремонт и модернизацию, устанавливаемых для различных типов оборудования, а также в зависимости от расходов на текущий ремонт.

Норма амортизации на реновацию устанавливается в зависимости от срока службы оборудования и производственных помещений; норма амортизации на капитальный ремонт зависит от типа оборудования и числа часов работы в год.

Зная капиталовложения по электростанции $K_{ст}$ и коэффициент амортизации, легко определить составляющую капитальных затрат c_k себестоимости отпускаемой станцией электроэнергии c_a . Эта величина определяется по формуле

$$c_k = \frac{p_a K_{ст}}{N_a \tau_{уст}} = \frac{p_a K_{ст}}{N_a \eta_{с.н} \tau_{уст}}. \quad (3.63)$$

Так как отношение $K_{ст}/N_a$ представляет собой стоимость 1 кВт установленной мощности электростанции $k_{ст}$, то в зависимости от этой величины формула (3.63) принимает вид

$$c_k = p_a k_{ст} / (\eta_{с.н} \tau_{уст}). \quad (3.63a)$$

Эксплуатационная составляющая себестоимости c_a определяется по формуле

$$c_{экс} = \frac{\sum n_i \Phi_i}{N_a \tau_{уст}} + \frac{U_{пр}}{N_a \tau_{уст}}, \quad (3.64)$$

где n_i — численность персонала электростанции; Φ_i — среднегодовая заработная плата (с начислениями) одного работающего; $U_{пр}$ — затраты на вспомогательные материалы, услуги вспомогательных производств и пр.

В формуле (3.64) первый член выражает расходы, связанные с заработной платой и отчислениями, отнесенными к 1 кВт·ч, а второй — прочие эксплуатационные расходы, включая затраты на вспомогательные материалы, отнесенные также к 1 кВт·ч отпущенной электроэнергии (затраты на текущий ремонт, как уже отмечалось, принято учитывать коэффициентом амортизации p_a).

Уравнение (3.64) удобно представить в виде

$$c_{экс} = \frac{PN_a \Phi_{ср}}{10^3 N_a \tau_{уст}} + \frac{U_{пр}}{N_a \tau_{уст}}, \quad (3.64a)$$

где P — штатный коэффициент, чел./МВт.

Затраты на заработную плату персонала определяются по штатным ведомостям, однако для ориентировочных расчетов эти затраты могут быть рассчитаны по значению штатного коэффициента и среднегодовой зарплате (с начислениями) одного работника. Среднегодовая зарплата одного работника с начислениями составляет обычно 1600—1900 руб. (без премий по фонду материального поощрения) [43].

Себестоимость электроэнергии является существенным экономическим показателем работы электростанции и характеризует уровень производительности труда на предприятии, степень использования установленной мощности, экономичность расходования топлива, вспомогательных материалов, электроэнергии на собственные нужды электростанции, денежных средств на персонал, услуги сторонних организаций и пр. Однако если по одному варианту годовые издержки на выработку одного и того же количества электроэнергии U' ниже, чем по другому варианту (а следовательно, ниже и себестоимость), но

это достигается за счет дополнительных капиталовложений, то еще нельзя заключить, что первый вариант экономичнее второго.

Вариант может считаться экономичнее, если полные или удельные приведенные затраты в нем ниже, чем в другом. Как известно [43], годовые приведенные затраты определяются из зависимости

$$Z_{год} = p_n K_{ст} + U_{год}, \quad (3.65)$$

а удельные затраты — по формуле

$$z_a = Z_{год} / \mathcal{E}_{год} = p_n K_{ст} / \mathcal{E}_{год} + U_{год} / \mathcal{E}_{год}, \quad (3.66)$$

или

$$z_a = \frac{p_n K_{ст}}{N_a \tau_{уст}} + \frac{U_{год}}{N_a \tau_{уст}} = p_n \frac{k_{ст}}{\eta_{с.н} \tau_{уст}} + c_a, \quad (3.67)$$

где p_n — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений. В теплотехнике этот коэффициент принимается равным 0,12.

Как видно из уравнения (3.67), удельные приведенные затраты z_a выше себестоимости электроэнергии c_a на величину $p_n k_{ст} / \eta_{с.н} \tau_{уст}$.

Обычно удельные приведенные затраты (так же как и удельную себестоимость электроэнергии) разделяют на три составляющие: капитальных затрат z_k , топливную z_t и эксплуатационную $z_{экс}$, т. е. z_a представляется в виде

$$z_a = z_k + z_t + z_{экс}. \quad (3.68)$$

Если стоимость топлива определяется по приведенным затратам с учетом расходов на транспорт, то z_t по абсолютным значениям не отличается от c_t , а $z_{экс}$ от $c_{экс}$. Что касается составляющей капитальных затрат z_k , то она, очевидно, может быть определена из выражения

$$z_k = c_k + (p_n k_{ст} / \eta_{с.н} \tau_{уст}). \quad (3.69)$$

Учитывая уравнение (3.63), получаем

$$z_k = (p_a + p_n) k_{ст} / \eta_{с.н} \tau_{уст}, \quad (3.70)$$

или в более общем виде

$$z_k = (p_a + p_n) K_{ст} / N_a \tau_{уст}. \quad (3.71)$$

Сопоставив уравнения (3.63) и (3.71), получим

$$z_k = c_k (p_a + p_n) / p_a. \quad (3.72)$$

Как известно, коэффициент амортизации p_a обычно не превышает 7—10%. Так как нормативный коэффициент p_n в теплотехнике принимается равным 12%, то очевидно, что z_k всегда по абсолютному значению значительно выше капитальной составляющей себестоимости электроэнергии c_k .

Эксплуатационные составляющие себестоимости $c_{экс}$ и удельных приведенных затрат $z_{экс}$ обычно не превышают 10% c_a (z_a) и, следовательно, c_a и z_a определяются в основном значениями топливных составляющих c_t и z_t и составляющих капитальных затрат c_k и z_k .

Очевидно, что чем ниже значения стоимости топлива и 1 кВт установленной мощности, тем ниже себестоимости электроэнергии и удельные приведенные затраты.

Указанные соотношения могут быть применены для определения c_0 и z_0 конденсационных электростанций и теплоэлектроцентралей. Однако при комбинированном производстве тепла и электроэнергии общие затраты по электростанции должны быть распределены на отдельные составляющие. Методика распределения общего расхода топлива на доли, относимые отдельно на производство тепла и электроэнергии, рассмотрена выше. Распределение отчислений от капиталовложений, затрат на заработную плату и других расходов производится по так называемому балансовому методу или соответственно затратам на производство тепла и электроэнергии при раздельном производстве [43]. Распределив общие затраты по ТЭЦ на затраты, отнесенные на производство тепла, и расходы по производству электроэнергии, легко установить удельную себестоимость и удельные приведенные затраты по тепловой и электрической энергии отдельно.

Глава 4

ПАРАМЕТРЫ ПАРОВОГО ЦИКЛА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ УСТАНОВКИ

4.1. ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛА

Повышение среднего температурного уровня подвода тепла в цикле приводит к возрастанию термического КПД. При увеличении начальной температуры пара перед турбиной t_0 (при прочих равных условиях) средний температурный уровень подвода тепла в цикле увеличивается и, следовательно, термический КПД непрерывно возрастает.

Электростанции на органическом топливе всегда работают на перегретом паре; на АЭС применяется как перегретый пар, так и насыщенный.

Температура перегретого пара t_0 может изменяться при постоянном давлении p_0 , и здесь представляется возможным проследить влияние этого параметра в чистом виде; для насыщенного пара, очевидно, можно говорить только о совместном влиянии температуры и давления.

На рис. 4.1 приведена зависимость термического КПД η_t идеального парового цикла Ренкина от t_0 для насыщенного и перегретого пара [25]. При этом для перегретого пара зависимости $\eta_t = f(t_0)$ построены для различных значений p_0 . Как и следовало ожидать, с возрастанием температуры перегрева (когда $p_0 = \text{const}$) КПД непрерывно растет. Для насыщенного пара увеличение η_t имеет место только примерно до 16,5 МПа (до $t_n \approx 350^\circ \text{C}$). При дальнейшем увеличении параметров

насыщенного пара КПД даже падает. Это связано с тем, что (как будет показано ниже) влияние давления на термический КПД цикла неоднозначно.

Повышение начальной температуры приводит также к уменьшению влажности пара на выходе из турбины. Вследствие этого уменьшаются потери в проточной части турбины и улучшаются условия работы лопаток. Содержащаяся в паровом потоке влага вызывает эрозийный износ лопаток. Чтобы избежать заметного износа и обеспечить нормальный срок службы проточной части турбины (не менее 10 лет), влажность пара не должна превышать 14 %.

Покидающий проточную часть турбины пар не должен быть перегретым, так как перегрев приведет к уменьшению полезной работы.

Из сказанного видно, что при работе на перегретом паре желательно повышать начальную температуру t_0 . Однако допустимое значение t_0 зависит от свойств металлов теплопередающих поверхностей оборудования. Для сталей перлитного класса наивысшая температура t_0 , которая может быть достигнута без появления разрушений в условиях длительной эксплуатации, равна $\sim 540^\circ \text{C}$, для сталей аустенитного класса — $600\text{--}650^\circ \text{C}$.

Как уже отмечалось ранее, влияние начального давления p_0 на η_t неоднозначно. При одном и том же значении t_0 первоначально с ростом p_0 адиабатический перепад H_a увеличивается, а затем после определенного значения $H_{a, \text{макс}}$ начинает уменьшаться (рис. 4.2).

Так как

$$\eta_t = H_a/q_0 = H_a/(H_a + q_{\kappa, a}), \quad (4.1)$$

то очевидно, что до тех пор пока H_a с ростом p_0 увеличивается, η_t растет, так как тепло, теряемое в конденсаторе, непрерывно уменьшается. Однако с дальнейшим увеличением p_0 , когда H_a начинает уменьшаться, изменение η_t зависит от того, как меняется отношение $q_{\kappa, a}/H_a$. Как видно из выражения

$$\eta_t = 1/(1 + q_{\kappa, a}/H_a), \quad (4.2)$$

максимальное значение термического КПД устанавливается, когда отношение $q_{\kappa, a}/H_a$ достигает наименьшего значения. В этих условиях

$$\frac{d(H_a/q_{\kappa, a})}{ds} = \frac{q_{\kappa, a}(dH_a/ds) - H_a(dq_{\kappa, a}/ds)}{q_{\kappa, a}^2} = 0, \quad (4.3)$$

или

$$dH_a/H_a = dq_{\kappa, a}/q_{\kappa, a}, \quad (4.4)$$

т. е. с изменением начального давления p_0 при постоянной температуре t_0 наибольшее значение η_t устанавливается в условиях, когда отно-

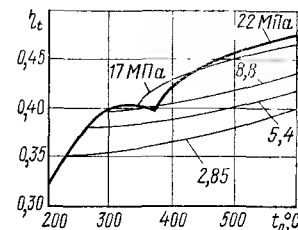


Рис. 4.1. Зависимость КПД η_t идеального теплового цикла Ренкина от начальной температуры пара t_0 .

сительное уменьшение располагаемого теплоперепада становится равным относительному уменьшению потерь в конденсаторе. Как видно из рис. 4.3 [25], для $t_0 = 400^\circ\text{C}$ увеличение давления начиная с 20 МПа уже не дает сколько-нибудь заметного положительного эффекта; для давлений выше 30 МПа η_t понижается. При более высоких значениях t_0 переход через максимум на кривых $\eta_t = f(p_0)$ наступает при больших начальных давлениях.

Тепловая экономичность установки зависит не только от η_t , но и от коэффициентов, оценивающих потери в турбине, генераторе, трубопроводах, реакторной установке и пр. В свою очередь внутренний

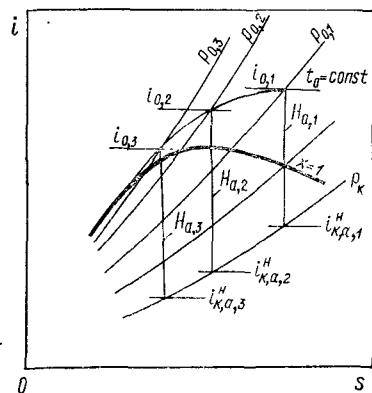


Рис. 4.2. К установлению зависимости адиабатического перепада энтальпии H_a от начального давления p_0 ($t_0 = \text{const}$).

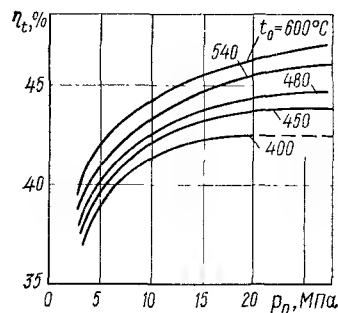


Рис. 4.3. Зависимость термического КПД η_t от начального давления p_0 при различных начальных температурах t_0 ($p_k = 0,004$ МПа).

относительный КПД η_{oi} зависит от параметров установки и конечной влажности пара. С возрастанием начальной температуры η_{oi} увеличивается, а с ростом давления, наоборот, уменьшается. Это приводит к тому, что давление p_0 , при котором устанавливается наибольшее значение внутреннего абсолютного КПД η_t , ниже определяемого по рис. 4.3 (по максимуму η_t). Влияние t_0 и p_0 на η_{oi} проявляется сильнее при меньших пропусках пара через турбину, вследствие чего при прочих равных условиях предельные значения p_0 для турбин большей мощности выше.

С увеличением давления при одном и том же значении t_0 конечная влажность пара возрастает (см. рис. 4.2). Поэтому другим фактором, ограничивающим увеличение начального давления пара при выбранной начальной температуре t_0 (для циклов без промежуточного перегрева), является допустимая влажность пара на выходе из турбины, которая, как уже отмечалось, не должна превышать 14%. Так как увеличение температуры t_0 приводит к уменьшению влажности пара ω_k , а увеличение давления — к увеличению влажности, то очевидно, что возможно такое совместное изменение этих величин, при котором конечная влажность пара будет оставаться одной и той же (рис. 4.4, а).

Начальные давление и температуру, обеспечивающие одно и то же значение конечной влажности пара, называют *сопряженными начальными параметрами*. Обычно рассматривают сопряженные начальные параметры, обеспечивающие одну и ту же конечную влажность для принятого конечного давления и значений η_{oi} , характерных для турбин рассматриваемых типа и мощности. Типичная кривая, устанавливающая изменение сопряженных параметров, приведена на рис. 4.4, б (для $\omega_k = 13\%$). При применении перегретого пара с начальной тем-

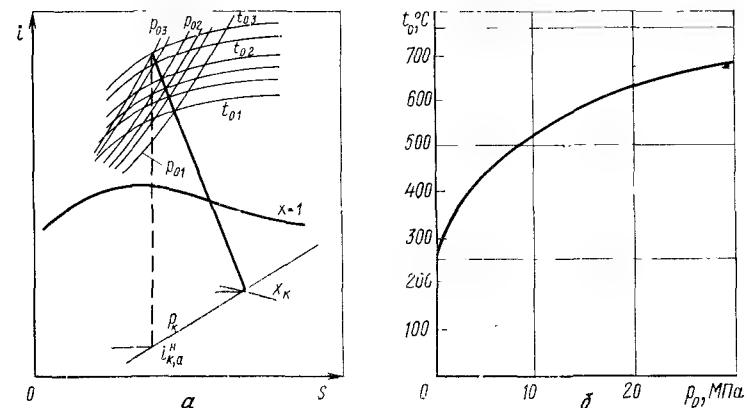


Рис. 4.4. К определению сопряженных начальных параметров пара: рабочий процесс пара в турбине при различных сопряженных начальных параметрах пара (а), зависимость между p_0 и t_0 при постоянной конечной влажности ω_k ($p_k = 0,004$ МПа, $\omega_k = 13\%$) (б).

пературой не выше 540°C в циклах без промежуточного перегрева пара предельно допустимая конечная влажность пара достигается при давлении 13,0—14,0 МПа.

В Советском Союзе на конденсационных электростанциях, работающих на органическом топливе при давлениях до 8,8 МПа и температурах до 535°C , промежуточный перегрев не применяется. Максимальная мощность турбоагрегатов на таких станциях достигает 100 МВт. По циклу без промперегрева на близких к этим величинам начальных параметрах работают также первые два блока Белоярской АЭС им. И. В. Курчатова. Мощность одного из них составляет 100 МВт, другого — 200 МВт. Однако в обоих случаях применены турбины мощностью 100 МВт, но на первой установке реактор работает в блоке с одним турбоагрегатом, на второй — с двумя.

На ТЭЦ цикл без промперегрева применяется на установках с начальным давлением 12,7 МПа и начальной температурой $t_0 = 540^\circ\text{C}$ и при более низких начальных параметрах. Наибольшая номинальная мощность таких установок с регулируемыми теплофикационными отборами составляет 175 МВт, с промышленными и теплофикационными отборами — 135 МВт.

В процессе расширения пара в турбине параметры его понижаются. Рассматривая цикл простейшей паротурбинной конденсационной установки, легко заметить, что термический КПД установки возрастет, если в начале процесса адиабатического расширения температуру пара периодически повышать. Действительно, когда температура пара восстанавливается до первоначального значения после того, как в турбине использован небольшой перепад δH_a , к первоначальному циклу Ренкина добавляется цикл, КПД которого близок КПД цикла Карно для температуры подвода тепла T'_0 (близкой к T_0) и температуры в конденсаторе T_k (рис. 4.5). Термический КПД дополнительного цикла в этих условиях выше КПД исходного цикла и тепловая экономичность установки должна возрасти.

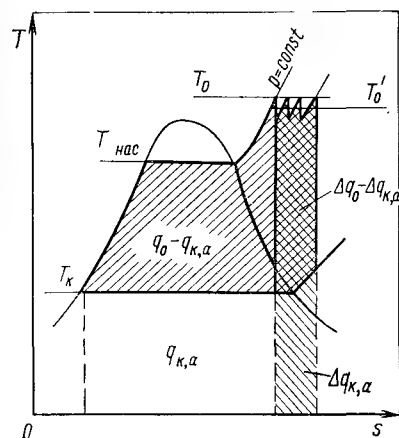


Рис. 4.5. Ts -диаграмма для идеального цикла с периодическим (ступенчатым) перегревом пара в начале процесса расширения.

Для осуществления процесса, изображенного на рис. 4.5, необходимо паровой поток неоднократно выводить из турбины и после повышения его температуры вновь вводить в турбину. Осуществить такой процесс в чистом виде практически невозможно. В промышленных установках пар перегревается после расширения в нескольких ступенях. Такой промежуточный перегрев осуществляется обычно один раз. Промежуточный перегрев усложняет установку и требует дополнительных капитальных затрат, которые при двукратном перегреве, конечно, выше, чем при однократном. Поэтому двойной промперегрев пара в настоящее время на электростанциях Советского Союза не применяется. На АЭС в ближайшие годы, очевидно, также будет применяться только однократный промежуточный перегрев пара.

Промежуточный перегрев может осуществляться различными методами. Однако на электростанциях с органическим топливом применяется исключительно газовый промежуточный перегрев, при котором пар после ЧВД турбины получает перегрев в пароперегревателе, расположенном в газоходах котла (см. рис. 2.1, б).

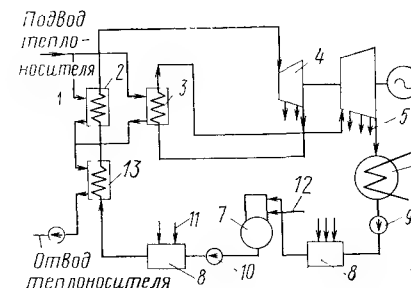
На одноконтурных АЭС с турбинами на перегретом паре промежуточный перегрев не применяется*. На двух- и трехконтурных АЭС поверхности промежуточного пароперегревателя располагаются в отдельном теплообменнике, обогреваемом теплоносителем (рис. 4.6),

или в корпусе ПГ, где размещены все остальные поверхности (когда экономайзерные, испарительные и пароперегревательные поверхности находятся в одном корпусе). Такие схемы находят применение на АЭС с жидкотеплоносителями и газовым теплоносителем.

Если поверхность промежуточного пароперегревателя расположена в отдельном теплообменнике, перегреватель может быть размещен вблизи турбины, вследствие чего потери давления в паровом потоке $\Delta p_{п.п}$ существенно уменьшатся.

Осуществление промежуточного перегрева в реакторе имеет определенные трудности. Наличие в реакторе каналов трех типов (в которых происходит парообразование, перегрев и промежуточный перегрев) усложняет конструкцию и условия эксплуатации. Процессы пуска и останова также затрудняются. При пуске каналы пароперегрева-

Рис. 4.6. Схема АЭС с промежуточным перегревом пара в отдельном теплообменнике, обогреваемом теплоносителем. 1 — контур теплоносителя; 2 — пароперегреватель; 3 — теплообменник промежуточного перегрева; 4 — турбогенератор; 5 — регенеративный отбор; 6 — конденсатор; 7 — деаэрактор; 8 — регенеративные подогреватели; 9 — конденсатный насос; 10 — питательный насос; 11, 12 — подвод пара к регенеративному подогревателю и деаэрактору; 13 — ПГ.



теля и промежуточного перегревателя необходимо охлаждать водой, которая затем, после разогрева, должна выдавливаться паром; при расхолаживании этих каналов пар также необходимо постепенно замещать циркулирующей водой. Кроме того, при параметрах промежуточного перегрева объемные расходы пара велики, а скорость пара в реакторе не может быть выбрана большой, так как потери давления в промежуточном перегревателе $\Delta p_{п.п}$ приводят к недовыработке электроэнергии турбогенератором. При применении на АЭС серийных турбин $\Delta p_{п.п}$ не должно превышать принятых на них значений, которые обычно находятся в пределах 0,4—0,5 МПа.

Промежуточный перегрев понижает конечную влажность пара ω_k . Первоначально при высоком давлении промежуточный перегрев применялся только в этих целях. В настоящее время основное назначение промежуточного перегрева — повышение тепловой и общей экономичности установки. Однако следует иметь в виду, что для значений t_0 , допустимых для сталей перлитного класса (до 540°С), когда $p_0 > 13,0 \div 14,0$ МПа, в схемах без промежуточного перегрева ω_k выше допустимых значений (если не предусмотрены другие методы снижения влажности пара в турбине).

Однократный промежуточный перегрев повышает показатели тепловой экономичности цикла на 6—8%. Однако в реальных условиях из-за потерь давления в контуре промежуточного перегревателя экономичность снижается на 1,0—1,5%. Применение двойного промежуточного

* Одноконтурные АЭС на перегретом паре пока сколько-нибудь широкого распространения не получили.

перегрева при закритических параметрах пара повышает тепловую экономичность еще на 1,5—2,0%.

При проектировании установок с промежуточным перегревом пара необходимо предотвратить возможность разгона турбины паром контура промежуточного пароперегревателя при полном отключении нагрузки. В этих условиях прекращается подача на турбину свежего пара (стопорный клапан перед турбиной закрывается), но пар из промежуточного перегревателя продолжает поступать и (из-за отключения электрической нагрузки) турбина может разогнаться. Чтобы устранить

опасность возникновения такого режима, на линии от промежуточного пароперегревателя до турбины устанавливают отсечно-перепускное устройство, которое перепускает поток пара в конденсатор, когда число оборотов ротора становится выше допустимого. Для того чтобы предотвратить чрезмерный разогрев корпуса конденсатора при сбросе в него пара из линии промежуточного перегрева, в поток пара впрыскивается конденсат.

Температуру пара после промежуточного перегревателя $t_{п.п}$ обычно выбирают близкой к начальной температуре пара или равной ей. Давление $p_{п.п}$, при котором пар отводится в промежуточный перегреватель, выбирают на основе анализа цикла и схемы установки.

Рассмотрим, как влияет $p_{п.п}$ на тепловую экономичность установки при выбранных начальных и конечных условиях. На рис. 4.7 приведен рабочий процесс пара в турбине для схемы с одноступенчатым промежуточным перегревом при выбранном значении $p_{п.п}$. Внутренний абсолютный КПД, как и обычно, устанавливается отношением

$$\eta_{i, п.п} = H_i / q_0, \quad (4.5)$$

но H_i и q_0 определяются из выражений, отличающихся от тех, которые действительны для схем без промежуточного перегрева. Из рис. 4.7 видно, что для простейших условий (когда нет отборов пара на регенеративный подогрев питательной воды или для для промышленных нужд)

$$H_i = (i_0 - i_{п.п,1}) + (i_{п.п,2} - i_K^H), \quad (4.6)$$

или

$$H_i = i_0 - i_K^H + \Delta q_{п.п}, \quad (4.6a)$$

$$q_0 = i_0 - i_K + \Delta q_{п.п}. \quad (4.7)$$

По мере уменьшения абсолютного значения $p_{п.п}$ тепло, затрачиваемое на промежуточный перегрев $\Delta q_{п.п}$, а также общий расход тепла на

производство 1 кг пара q_0 непрерывно возрастают, в то время как значение H_i сначала увеличивается, а затем падает, приближаясь к значениям, которые имеют место при отсутствии промежуточного перегрева (рис. 4.8). Очевидно, что увеличение $\eta_{i, п.п}$ может иметь место только до тех пор, пока с уменьшением $p_{п.п}$ теплорезерв возрастает и притом относительно быстрее, чем q_0 . В определенном диапазоне давлений это действительно имеет место, так как средний температурный уровень подвода тепла к дополнительному циклу (как видно из рис. 4.8, а) сначала, при высоких значениях $p_{п.п}$, выше, чем в исходном цикле (без промпрегрева).

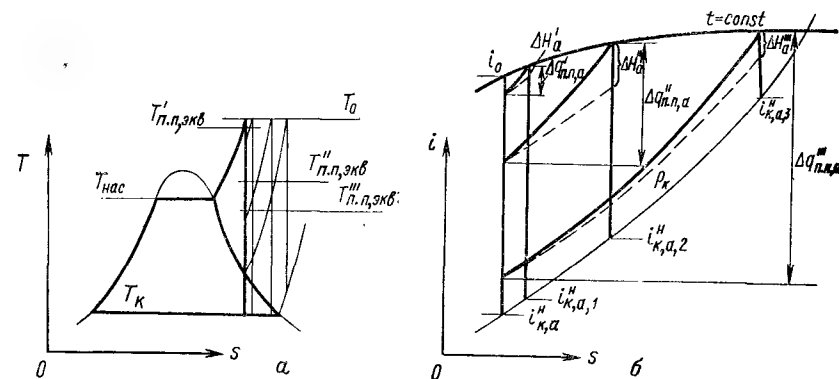


Рис. 4.8. Ts -диаграмма (а) и is -диаграмма (б) для идеального цикла с промежуточным перегревом пара при различных значениях $p_{п.п}$

Таким образом, если построить кривую изменения отношения $\eta_{i, п.п} / \eta_i$ (где η_i — КПД цикла без промежуточного перегрева) в зависимости от $p_{п.п}$, то такая кривая будет иметь вид, приведенный на рис. 4.9. Давление, при котором значение $\eta_{i, п.п}$ максимально, зависит от начальных и конечных параметров цикла, схемы регенеративного подогрева питательной воды и температуры питательной воды, а также от абсолютного значения η_{oi} .

Обычно оптимальные значения $\eta_{i, п.п}$ устанавливаются, когда $p_{п.п} \approx (0,15 \div 0,25) p_0$ при одноступенчатом промежуточном перегреве. Для схемы с двухступенчатым промежуточным перегревом в условиях оптимальной тепловой экономичности давление в первой ступени составляет обычно $(0,25 \div 0,30) p_0$, а во второй — $(0,06 \div 0,09) p_0$ [46].

На отечественных электростанциях серийные конденсационные блоки мощностью 150—200 МВт работают по циклу с одним промежуточным перегревом при начальном давлении 12,7 МПа, а блоки мощностью 300, 500 и 800 МВт — при начальном давлении 23,5 МПа. Температура вторичного и первичного перегревов во всех случаях равна 540—560°С. Переход от параметров 8,8 МПа, 535°С на параметры 12,7 МПа, 540/540°С приводит к экономии 12—14% тепла, а от давления 12,7 к 23,5 МПа (при тех же начальных температурах) — к дальнейшей экономии еще на 4—5%.

Цикл с промежуточным перегревом пара на ТЭЦ имеет определенные особенности.

В отборе, из которого пар подается тепловому потребителю, давление $p_{т.п}$ всегда выше давления в конденсаторе турбины p_k . Поэтому для потоков, поступающих в теплофикационный или промышленный отбор, оптимальные значения $p_{п.п.}$ окажутся также более высокими, чем для конденсационного потока при нормальном вакууме. Из этого следует, что на паротурбинной установке с регулируемым отбором при одних и тех же начальных параметрах $p_{п.п.опт}$ будет выше, чем на установках КЭС. При этом, чем выше давление в отборах и больше расход пара, направляемого тепловому потребителю (по отношению к расходу потока, поступающего в конденсатор), тем разница в значениях $p_{п.п.опт}$ для установок ТЭЦ и КЭС будет больше. В то же время эффективность промежуточного перегрева на установках ТЭЦ ниже. Объясняется это тем, что используемый в турбине перепад энтальпий для потоков, направляемых тепловому потребителю, значительно ниже, чем для конденсационного потока, а энтальпия пара, идущего в отбор при применении промежуточного перегрева, возрастает. Последнее приводит к уменьшению расхода пара в отборе $D_{п.п.}$ и, следовательно, к увеличению потерь тепла в конденсаторе. Кроме того, эффект от уменьшения влажности в части низкого давления (ЧНД) турбины в циклах с промежуточным перегревом здесь также ниже, так как расход пара по конденсационному потоку D_k резко понижается, а пар потока, направляемого тепловому потребителю, в промышленных отборах является перегретым, а в теплофикационных отборах влажность всегда заметно ниже, чем в ЧНД установок конденсационного типа. В силу всех этих причин промежуточный перегрев на ТЭЦ Советского Союза применяется только на установках с критическими начальными параметрами. Эти начальные параметры принимаются такими же, что и на конденсационных установках. Проектная мощность теплофикационных блоков составляет 250 МВт.

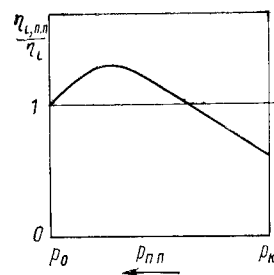


Рис. 4.9. Зависимость относительного изменения КПД от давления промежуточного перегрева $p_{п.п.}$

Для того чтобы определить целесообразность применения промежуточного перегрева на вновь проектируемых установках с противодействием или регулируемым отбором, необходимо (после того, как $p_{п.п.опт}$ выбрано) установить, насколько возрастает электрическая мощность агрегата при одних и тех же исходных данных (одинаковых давлениях пара на входе в турбину, выходе из нее, одних и тех же расходах тепла $Q_{т.п.}$ и пр.). По этому значению $\Delta N_{э.п.п.}$ рассчитать годовую выработку электроэнергии ΔE_r и удельные приведенные затраты $z_{э.п.п.}$ и сравнить значение $z_{э.п.п.}$ с удельными приведенными затратами $z_{э.зам}$ для типичной в данном районе конденсационной электростанции, т. е. для КЭС, на основе которой ведется в данное время и в ближайшем будущем развитие энергосистемы, в которую войдет проектируемая электростанция. (Такую КЭС принято называть *замещающей электростанцией* [43]). Если $z_{э.п.п.} < z_{э.зам}$, применение промежуточного перегрева на рассматриваемых установках ТЭЦ экономически оправдано.

Цикл насыщенного и слабоперегретого пара применяется только в атомной энергетике, однако здесь он получил самое широкое распространение. Электростанции с турбинами насыщенного пара строятся одно- и двухконтурными.

На АЭС схема установки и значения начальных параметров, на которые целесообразно ее проектировать, предопределяются фактически выбранным типом реактора. При одноконтурной схеме (см. рис. 2.3, а) применяются корпусные и канальные реакторы кипящего типа, при двухконтурной наибольшее распространение нашли реакторы с водой под давлением (см. рис. 2.3, б). В корпусном реакторе кипящего типа на крупных энергетических установках, как и в реакторе с водой под давлением, теплоносителем и замедлителем является обычная вода; в реакторе канального типа теплоносителем также является вода, а замедлителем — графит.

В обоих случаях (при работе по схемам, изображенным на рис. 2.3, а и б) при генерации насыщенного пара конструкции реактора, ПГ (для схемы рис. 2.3, б) и установки в целом оказываются более простыми и надежными в эксплуатации, чем при работе на перегретом паре (когда перегрев создается в реакторе или отдельном огневом пароперегревателе).

В двухконтурных схемах с турбинами насыщенного пара температура теплоносителя не должна достигать температуры насыщения, так как для нормальной циркуляции необходимо, чтобы паровая фаза в потоке за реактором отсутствовала. Поэтому даже в условиях, когда в первом контуре поддерживается сравнительно высокое давление (до 16,5 МПа), температура воды на выходе из реактора не превышает 330° С. При таких температурах теплоносителя в ПГ можно генерировать насыщенный пар давлением до 7,0 МПа или перегретый пар с небольшим перегревом (до 50—60° С), но при более низком давлении. Во втором случае из-за снижения давления пара КПД установки будет ниже [53]. Таким образом, на двухконтурных АЭС с водяным теплоносителем, когда для образования пара используется тепло, отнимаемое от теплоносителя, схемы с турбинами насыщенного пара оказываются не только более простыми, но и более экономичными. Конечно, тепловая экономичность цикла может быть существенно повышена, если перегреть пар в реакторе или отдельном перегревателе, но это уже связано с заметными осложнениями схемы, конструкции оборудования и условий эксплуатации.

На двухконтурных атомных паротурбинных установках можно генерировать также слабоперегретый пар (с перегревом на 20—25° С). Такие небольшие перегревы не приводят к сколько-нибудь существенным изменениям экономичности электростанций, однако эрозийный износ входных и регулирующих устройств турбины при этом заметно понижается.

При насыщенном паре предельно допустимая влажность на выходе из турбины ω_k достигается уже при начальном давлении 0,3—0,4 МПа.

Проектирование АЭС для энергетических целей, работающих на насыщенном паре столь низкого давления, не имеет смысла, так как КПД таких станций будет очень низким. Если же работать на насыщенном паре среднего давления, то после того как влажность пара в турбине достигнет максимально допустимых значений, его необходимо осушить. Осушка пара может проводиться по одной из схем, представленных на рис. 4.10.

Если пар осушается в сепараторе (рис. 4.10, а), то в ЧНД турбины поступает сухой насыщенный или слегка влажный (до 0,5%) пар; при осушке в теплообменнике, обогреваемом паром (рис. 4.10, б) или

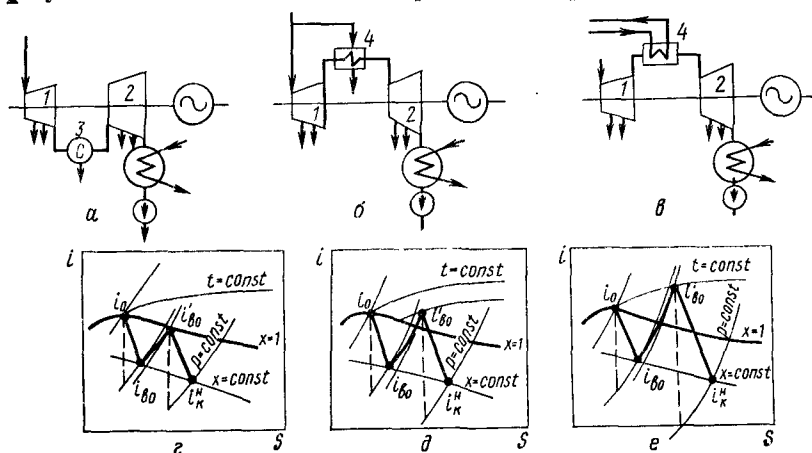


Рис. 4.10. Схемы осушки пара турбин в сепараторе (а), в теплообменнике, обогреваемом свежим паром (б), в теплообменнике, обогреваемом теплоносителем (в), и i - s -диаграммы для каждой из приведенных схем осушки (г, д, е).

1, 2 — ЧВД и ЧНД турбины; 3 — сепаратор; 4 — теплообменник ($i_{\text{во}}$ и $i'_{\text{во}}$ — энтальпия пара до и после водоосушителя).

теплоносителем (рис. 4.10, в), в ЧНД турбины подается перегретый пар (с небольшим перегревом). Применяя теплообменник, в котором обогрев производится теплоносителем, можно поднять температуру пара перед ЧНД турбины $t_{\text{пе}}$ до значения, равного температуре насыщенного пара на входе в турбину t_0 . При обогреве насыщенным паром того же значения $t_{\text{пе}}$ достичь нельзя (рис. 4.10, д, е).

Сопоставление схем осушки, приведенных на рис. 4.10, показало, что схемы с сепаратором и теплообменником, обогреваемым теплоносителем, в тепловом отношении практически равноэкономичны и более экономичны, чем схемы с теплообменником, обогреваемым свежим паром [53]. Так как схема с сепаратором более проста и экономична, она получила большее распространение на строящихся до последнего времени электростанциях. Однако сейчас применяются более совершенные схемы.

При работе по схемам, изображенным на рис. 4.10, б и в, поступающая с потоком влага в теплообменнике испаряется и полученный при этом пар перегревается до некоторой температуры $t_{\text{пе}} \leq t_0$. Затрачен-

ное на это тепло можно использовать с большим КПД, если получить некоторое дополнительное количество пара при начальном давлении p_0 . Следовательно, испарять влагу после ЧВД нецелесообразно. Если после ЧВД установить сепаратор и отсепарированную в нем влагу направить в регенеративную систему турбинной установки, а пар до поступления в ЧНД турбины перегреть, то КПД установки будет выше, чем при работе по схеме с одним теплообменником или сепаратором. Такая схема будет представлять собой схему с промежуточным перегревом пара в чистом виде.

На рис. 4.11 показаны схемы с одно- и двухступенчатым паровым промежуточным перегревом. При одноступенчатом перегреве (рис. 4.11, а) перегрев осуществляется свежим паром, при двухступенчатом (рис. 4.11, б) — сначала паром, отбираемым из отбора ЧВД турбины, а затем (так же, как по схеме 4.11, а) частью пара, отбирае-

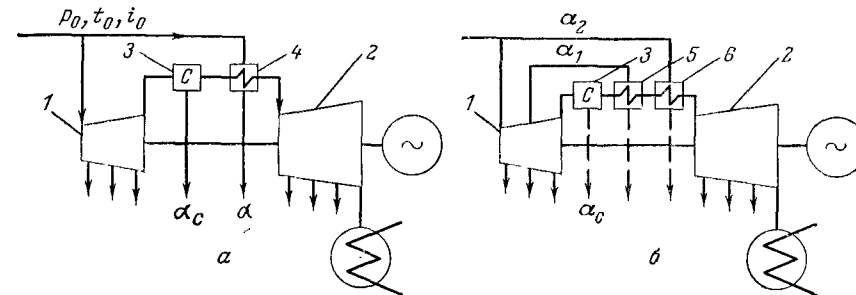


Рис. 4.11. Схемы паротурбинных установок насыщенного пара с одноступенчатым (а) и двухступенчатым (б) паровым промежуточным перегревом.

1, 2 — соответственно ЧВД и ЧНД турбины; 3 — сепаратор; 4 — пароперегреватель одноступенчатой схемы перегрева; 5 и 6 — первая и вторая ступени пароперегревателя двухступенчатой схемы.

ного из потока, поступающего в турбину. Схема с промежуточным перегревом теплоносителем будет отличаться от схемы, изображенной на рис. 4.11, а, лишь тем, что к теплообменнику будет подводиться не пар, а теплоноситель первого контура. Температура перегрева при этом, так же как при работе по схеме рис. 4.10, в, может быть поднята до значения t_0 .

В схемах, изображенных на рис. 4.10, сепаратор (или теплообменник-осушитель) необходимо устанавливать так, чтобы во всех ступенях ЧВД и ЧНД турбины влажность пара ω не превышала допустимых значений ($\omega \leq \omega_{\text{доп}}$).

По мере увеличения абсолютного давления в сепараторе влажность пара, поступающего в него, уменьшается, а влажность пара на выходе из ЧНД турбины увеличивается. Зависимость влажности пара ω на выходе из ЧНД и ЧВД турбины от выбранного давления в сепараторе показана на рис. 4.12, а. Там же пунктиром указано предельно допустимое значение влажности $\omega_{\text{доп}}$ в турбине. Так как влажность пара не должна превышать $\omega_{\text{доп}}$, то, очевидно, давление в сепараторе может быть выбрано в интервале между p_{c1} и p_{c2} , если точка пересечения кривых 1

и 2 лежит ниже допустимого значения влажности. Если кривые, определяющие влажность пара перед сепаратором и перед конденсатором турбины, пересекаются при $\omega > \omega_{\text{доп}}$, то это означает, что при заданных начальных и конечных давлениях и принятом η_{oi} во всех ступенях турбины при одном сепараторе не может быть обеспечена допустимая влажность. Чтобы влажность пара не превышала допустимых значений, необходимо установить две ступени сепарации.

Наличие сепаратора (или теплообменника-осушителя) меняет цикл и КПД установки. При одном и том же начальном давлении пара электрический КПД будет различным в зависимости от того, при каком давлении установлен сепаратор. Типичная кривая, характеризующая

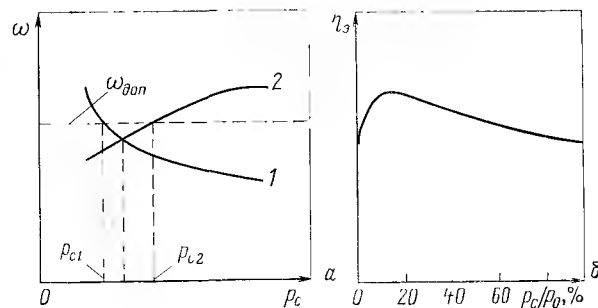


Рис. 4.12. Зависимость влажности пара (а) и электрического КПД (б) от давления в сепараторе.

1 — изменение ω на выходе из ЧВД турбины; 2 — изменение ω на выходе из ЧНД турбины.

зависимость изменения $\eta_э$ от давления в сепараторе (взятого по отношению к начальному давлению), показана на рис. 4.12, б. Как видно из рисунка, сепаратор не только позволяет осуществить рабочий процесс при допустимой влажности пара в турбине, но и увеличивает тепловую экономичность цикла. Расчеты показывают, что электрический КПД имеет наибольшее значение, когда значения влажности пара, поступающего в сепаратор и в конденсатор турбины, примерно равны между собой (т. е. при p_c , соответствующем пересечению кривых 1 и 2). При установке двух или трех сепараторов необходимо стремиться к тому, чтобы влажность пара на входе в сепараторы была примерно равна влажности на выходе из ЧНД турбины.

Таким образом, в схемах с осушкой пара начальное давление насыщенного пара можно увеличить принципиально до любого значения, при котором еще существует сухой насыщенный пар. Однако одного сепаратора может оказаться недостаточно. При начальных давлениях примерно до 4,0 МПа допустимые значения ω во всех ступенях турбины могут быть обеспечены одним сепаратором; для давлений от 4,0 до 8,0 МПа необходимо иметь два сепаратора, а для давлений выше 8,0 МПа — три. На АЭС с турбинами насыщенного пара давление пара перед турбиной обычно не превышает 6,5 МПа.

В циклах насыщенного пара с промежуточным перегревом паром или теплоносителем значения влажности на выходе из ЧВД и ЧНД также должны быть ниже допустимых. Однако в связи с тем, что в ЧНД поступает перегретый пар, при принимаемых в настоящее время значениях p_0 (до 6,5 МПа) в таких схемах можно ограничиться одной ступенью осушки и перегрева.

В оптимальных условиях влажность пара на выходе из ЧВД также должна быть примерно равна влажности пара на выходе из ЧНД. Из этого следует, что при одних и тех же значениях p_0 и p_k давление пара на выходе из ЧВД будет выше, чем в схемах без промежуточного перегрева, и средняя влажность пара понизится в обеих частях турбины. Поэтому, несмотря на то что средний температурный уровень подвода тепла в дополнительном цикле даже при обогреве теплоносителем ниже среднего температурного уровня подвода тепла в основном цикле (рис. 4.13), КПД установки возрастает.

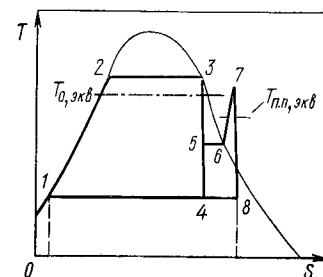


Рис. 4.13. Ts-диаграмма для цикла насыщенного пара с сепарацией и промежуточным перегревом пара.

1—2—3—4—1 — цикл без промежуточного перегрева; 1—2—3—5—6—7—8—1 — цикл с промежуточным перегревом ($T_{0, экв}$ — средняя температура подвода тепла в основном цикле; $T_{п.п, экв}$ — в дополнительном цикле промежуточного перегрева).

Рис. 4.14. Зависимость оптимального значения давления в сепараторе $p_{c, опт}$ от начального давления p_0 ($p_k = 0,0039$ МПа).

Давления в сепараторе, при которых достигаются наибольшие значения КПД в схемах с паровым промежуточным перегревом, в зависимости от p_0 приведены на рис. 4.14 [55] и выражаются уравнением

$$p_{c, опт} = 0,675 + 0,12 (p_0 - 4,5). \quad (4.8)$$

Оптимальные значения $p_{c, опт}$ практически не изменяются при переходе от одноступенчатой схемы к двухступенчатой. Однако тепловая экономичность установок с двухступенчатым паровым перегревом зависит от давления пара, отбираемого на первую ступень перегревателя. Для определения давления греющего пара в первой ступени парового перегревателя, при котором для принятых основных параметров цикла КПД имеет наиболее высокие значения, проведем анализ схемы с двухступенчатым перегревом (рис. 4.11, б) без отборов пара на регенерацию. Применение регенерации, как будет показано ниже, не отразится на результатах [55]. В этом случае тепловые балансы для первой и второй ступеней перегревателя в расчете на 1 кг пара, подведенного к турбине, примут вид

$$\alpha_1 \Delta i_{п,1} = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_c) \Delta i_{п,1,i}; \quad (4.9)$$

$$\alpha_2 \Delta i_{п,2} = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_c) \Delta i_{п,п,2}, \quad (4.10)$$

где α_1 и α_2 — относительные расходы греющего пара на первую и вторую ступени перегревателя соответственно; α_c — относительное количество влаги, отводимое из сепаратора; $\Delta i_{п,1}$ и $\Delta i_{п,2}$ — количество тепла, выделяющегося при конденсации 1 кг пара в первой и второй ступенях соответственно, кДж/кг; $\Delta i_{п,п,1}$ и $\Delta i_{п,п,2}$ — количество тепла, подводимое к 1 кг перегреваемого пара в первой и второй ступенях перегревателя.

Из зависимостей (4.9) и (4.10) легко установить, что

$$\alpha_1 = \frac{\Delta i_{п,п,1} \Delta i_{п,2}}{\Delta i_{п,1} \Delta i_{п,п,2} + \Delta i_{п,2} \Delta i_{п,п,1} + \Delta i_{п,1} \Delta i_{п,2}} (1 - \alpha_c); \quad (4.11)$$

$$\alpha_2 = \frac{\Delta i_{п,п,2} \Delta i_{п,1}}{\Delta i_{п,1} \Delta i_{п,п,2} + \Delta i_{п,2} \Delta i_{п,п,1} + \Delta i_{п,1} \Delta i_{п,2}} (1 - \alpha_c). \quad (4.12)$$

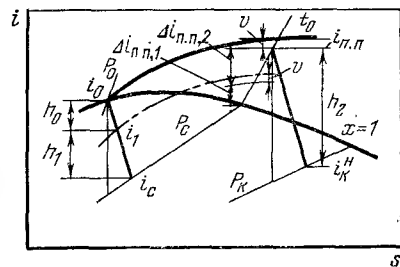


Рис. 4.15. Процесс расширения пара в турбине при двухступенчатом паровом перегреве в i - s -диаграмме.

Если пренебречь изменениями $\Delta i_{п,п}$ в рассматриваемом интервале давлений, т. е. считать, что

$$\Delta i_{п,1} \approx \Delta i_{п,2} = \Delta i_{п,п},$$

то зависимости (4.11) и (4.12) примут вид

$$\alpha_1 = (1 - \alpha_c) [\Delta i_{п,п,1} / (\Delta q_{п,п} + \Delta i_{п,п})]; \quad (4.13)$$

$$\alpha_2 = (1 - \alpha_c) [\Delta i_{п,п,2} / (\Delta q_{п,п} + \Delta i_{п,п})]. \quad (4.14)$$

Здесь

$$\Delta q_{п,п} = \Delta i_{п,п,1} + \Delta i_{п,п,2}. \quad (4.15)$$

Для рассматриваемой схемы парового промежуточного перегрева в соответствии с рабочим процессом пара в турбине (рис. 4.15) теплоперепад, рассчитанный на 1 кг пара, подведенного к турбине, определяется выражением

$$H_{п} = (1 - \alpha_2) h_0 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) h_1 + (1 - \alpha_c - \alpha_1 - \alpha_2) h_2. \quad (4.16)$$

Так как при $\Delta i_{п,1} \approx \Delta i_{п,2}$

$$\alpha_1 + \alpha_2 = (1 - \alpha_c) [\Delta q_{п,п} / (\Delta q_{п,п} + \Delta i_{п,п})], \quad (4.17)$$

то

$$H_{п} = \left[1 - (1 - \alpha_c) \frac{\Delta i_{п,п,2}}{\Delta q_{п,п} + \Delta i_{п,п}} \right] h_0 + \left[1 - (1 - \alpha_c) \frac{\Delta q_{п,п}}{\Delta q_{п,п} + \Delta i_{п,п}} \right] h_1 + \left[(1 - \alpha_c) \frac{\Delta i_{п,п}}{\Delta q_{п,п} + \Delta i_{п,п}} \right] h_2. \quad (4.18)$$

При выбранном промежуточном давлении $p_{с,опт}$ величина $h_2 = \text{const}$ и, следовательно, срабатываемый в ЧВД турбины теплоперепад, рассчитанный на 1 кг подведенного к ней пара [последний член уравнения (4.18)], не зависят от давления пара, отбираемого на

первую ступень перегревателя. Переменные h_0 и h_1 выразим через $\Delta i_{п,п,1}$. Для этого допустим, что существует линейная связь между теплоперепадом h_1 , отсчитываемым от любой точки на кривой рабочего процесса в ЧВД турбины, до значения энтальпии i_c (рис. 4.15), и нагревом в подогревателе $\Delta i_{п,п,1}$, которая может быть выражена зависимостью

$$h_1 = C(\Delta i_{п,п,1} + \vartheta), \quad (4.19)$$

где C — коэффициент пропорциональности.

Анализ изменений адиабатических перепадов, проведенный при различных значениях начального давления p_0 и давления на выходе

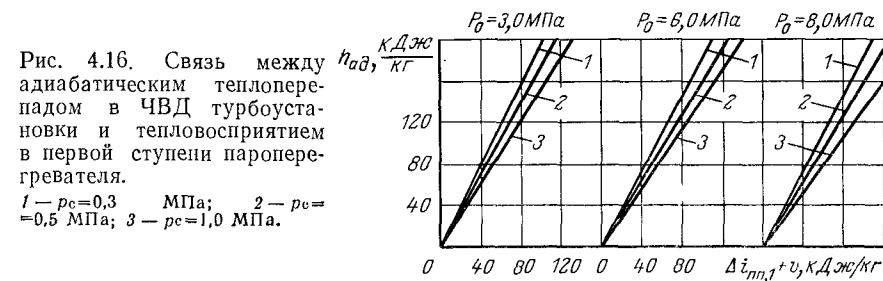


Рис. 4.16. Связь между адиабатическим теплоперепадом в ЧВД турбоустановки и тепловосприятием в первой ступени пароперегревателя.

1 — $p_c = 0,3$ МПа; 2 — $p_c = 0,5$ МПа; 3 — $p_c = 1,0$ МПа.

из ЧВД турбины p_c , показал, что такое допущение вполне может быть принято (рис. 4.16 [55]). Тогда

$$h_0 = i_0 - i_1 = i_0 - [i_c + C(\Delta i_{п,п,1} + \vartheta)],$$

или

$$h_0 = a - C \Delta i_{п,п,1}, \quad (4.20)$$

где $a = i_0 - i_c - C \vartheta$.

С помощью этих выражений с учетом того, что $\Delta i_{п,п,2} = \Delta q_{п,п} - \Delta i_{п,п,1}$, теплоперепад $H_{п}$ может быть представлен в зависимости от одной переменной $\Delta i_{п,п,1}$. Тогда уравнение (4.18) запишется в виде

$$H_{п} = \left[1 - (1 - \alpha_c) \frac{\Delta q_{п,п}}{\Delta q_{п,п} + \Delta i_{п,п}} + (1 - \alpha_c) \frac{\Delta i_{п,п,1}}{\Delta q_{п,п} + \Delta i_{п,п}} \right] (a - C \Delta i_{п,п,1}) + \left[1 - (1 - \alpha_c) \frac{\Delta q_{п,п}}{\Delta q_{п,п} + \Delta i_{п,п}} \right] C (\Delta i_{п,п,1} + \vartheta) + \left[(1 - \alpha_c) \frac{\Delta i_{п,п}}{\Delta q_{п,п} + \Delta i_{п,п}} \right] h_2. \quad (4.21)$$

Оптимальное положение отбора греющего пара на первую ступень перегревателя соответствует наибольшему значению $H_{п}$, которое будет иметь место в условиях, когда

$$dH_{п}/d(\Delta i_{п,п,1}) = 0 \text{ при } d^2 H_{п}/d(\Delta i_{п,п,1})^2 < 0. \quad (4.22)$$

Взяв производную и приравняв ее нулю, получим

$$a \frac{1 - \alpha_c}{\Delta q_{п,п} + \Delta i_{п,п}} - 2C (\Delta i_{п,п,1})_{опт} \frac{1 - \alpha_c}{\Delta q_{п,п} + \Delta i_{п,п}} = 0. \quad (4.23)$$

Отсюда

$$(\Delta i_{п.п, 1})_{\text{опт}} = a/2C. \quad (4.24)$$

После подстановки значения величины a получим

$$(\Delta i_{п.п, 1})_{\text{опт}} = \frac{i_0 - i_c - C\theta}{2C} = \frac{C(\Delta i_{п.п, 1} + \Delta i_{п.п, 2} + \theta) - C\theta}{2C},$$

или

$$(\Delta i_{п.п, 1})_{\text{опт}} = (\Delta i_{п.п, 2})_{\text{опт}} = \Delta q_{п.п}/2. \quad (4.25)$$

Из полученных соотношений легко установить, что

$$\left. \begin{aligned} h_{0, \text{опт}} &= \frac{i_0 - i_c}{2} - \frac{C\theta}{2}; \\ h_{1, \text{опт}} &= \frac{i_0 - i_c}{2} + \frac{C\theta}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (4.26)$$

где коэффициент C удобно определять из соотношения

$$C = (h_0 + h_1)/(q_{п.п} + \theta) \quad (4.27)$$

Соотношения, определяющие оптимальное положение отбора пара на перегревателе, установлены для схемы с двухступенчатым паровым перегревом без регенерации. Для схемы с регенеративным подогревом питательной воды ПГ рассмотрим сначала условно выделенные потоки, идущие в конденсатор (D_K) и на пароперегреватель ($D_{п.п}$). Из зависимости (4.17) видно, что общий расход пара на промежуточный пароперегреватель $D_{п.п}$ не зависит от давления пара, отбираемого на первую ступень (когда $\Delta i_{п.п, 1} \approx \Delta i_{п.п, 2}$). Следовательно, расход пара в конденсатор D_K в относительном выражении или в расчете на 1 кг пара потоков ($D_K + D_{п.п}$) также не изменится. Но в таком случае постоянными останутся в рассматриваемых условиях суммарный расход пара D_p на регенеративный подогрев конденсата, образующегося из этих потоков, и выработка паром регенеративных потоков [рассчитанная на 1 кг пара потоков ($D_K + D_{п.п}$)], [т. е. величина

$$\Delta H_p = \sum_1^n (\alpha_p h_p)_i,$$

где n — общее число регенеративных отборов; α_p — расход пара в регенеративном отборе, рассчитанный на 1 кг пара потоков ($D_K + D_{п.п}$); h_p — используемое в турбине теплосодержание пара данного отбора.

Полный перепад, рассчитанный на 1 кг пара потоков ($D_K + D_{п.п}$), увеличится на постоянную величину, и, следовательно, решение для этого общего случая не будет отличаться от приведенного выше. На рис. 4.17 приведены кривые, показывающие зависимость изменения КПД паротурбинной установки от отношения $\Delta i_{п.п, 1}/\Delta q_{п.п}$ [3]. Кривые построены для турбоагрегата АЭС мощностью 500 МВт при начальном давлении 5,88 МПа для трех значений разделительного давления p_c . Как видно из рисунка, оптимальные значения $\Delta i_{п.п, 1}$, установленные вариантными расчетами, полностью согласуются с приведенными зависимостями. Хорошее совпадение получено также для турбоагрегата АЭС мощностью 500 МВт при начальном давлении 6,37 МПа [3,55].

4.4. ВЛИЯНИЕ КОНЕЧНОГО ДАВЛЕНИЯ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ УСТАНОВКИ

Как известно, термический КПД цикла может быть определен из выражения

$$\eta_t = 1 - T_R/T_{0, \text{экр}}, \quad (4.28)$$

где средняя температура подвода тепла в цикле $T_{0, \text{экр}}$ равна начальной температуре в эквивалентном цикле Карно.

Взяв частные производные функции $\eta_t = f(T_R, T_{0, \text{экр}})$ и заменив дифференциалы конечными приращениями, получим

$$\left. \begin{aligned} (\Delta \eta_t)_K &= -(1/T_{0, \text{экр}}) \Delta T_R; \\ (\Delta \eta_t)_H &= (T_R/T_{0, \text{экр}}^2) \Delta T_{0, \text{экр}}. \end{aligned} \right\} \quad (4.29)$$

Здесь индексами «к» и «н» обозначены приращения η_t при соответствующем изменении конечной и начальной температур цикла. Из полученных соотношений видно, что при одинаковых приращениях ΔT_R и $T_{0, \text{экр}}$ значение $(\Delta \eta_t)_K$ по абсолютному значению превышает $(\Delta \eta_t)_H$ в $T_{0, \text{экр}}/T_R$ раз. Таким образом, даже относительно небольшое снижение T_R должно оказывать существенное влияние на тепловую экономичность установки. Однако при изменении конечного давления p_K изменяются также потери с выходной скоростью, внутренний относительный КПД последней ступени турбины, расход пара в конденсатор (при одном и том же расходе на турбину) и конечная влажность пара. Все это приводит к изменениям η_t и общей мощности установки [62].

На рис. 4.18 приведена типичная кривая изменения мощности турбины в зависимости от p_K . Сначала с понижением p_K (несмотря на возрастание потерь с выходной скоростью и увеличение конечной влажности) мощность растет, но затем, достигнув максимума, снижается. Такое изменение ΔN связано с тем, что при некотором давлении в минимальном сечении каналов лопаточной решетки скорость пара принимает критическое значение.

Дальнейшее снижение p_K приводит к расширению пара в косом срезе, а когда расширительная способность его оказывается исчерпанной, пар расширяется за пределами ступени и используемый пе-

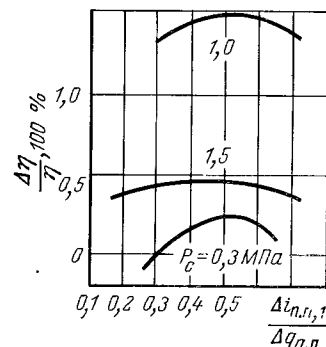


Рис. 4.17. Зависимость относительного изменения КПД турбоустановки АЭС от отношения $\Delta i_{п.п, 1}/\Delta q_{п.п}$

ков [рассчитанная на 1 кг пара потоков ($D_K + D_{п.п}$)], [т. е. величина

репад энтальпии уже не изменяется. В то же время температура воды на выходе из конденсатора турбины понижается и, следовательно, в первый регенеративный подогреватель отводится большее количество пара. Это приводит к тому, что расход пара через последние ступени ЧНД падает, а вырабатываемая мощность уменьшается*.

С уменьшением удельной нагрузки выхода приращение мощности для одних и тех же изменений давления Δp_k увеличивается, а давление в конденсаторе $p_{k, \text{пред}}$, до которого при уменьшении p_k мощность возрастает, уменьшается [62].

Таким образом, в реальных условиях уменьшать p_k целесообразно только до определенных значений. При этом следует иметь в виду, что технико-экономически оправданные значения p_k могут быть заметно выше тех, при которых вырабатывается максимальная мощность.

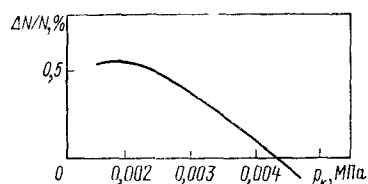


Рис. 4.18. Типичная зависимость изменения мощности турбины от конечного давления.

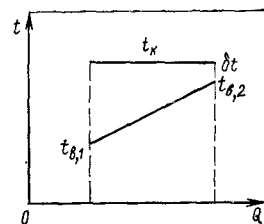


Рис. 4.19. tQ -диаграмма для конденсатора турбины.

Действительно, температура, при которой происходит конденсация пара, определяется выражением (рис. 4.19)

$$t_n = t_{в,1} + \frac{i_k^H - i_k}{c_p m} + \delta t = t_{в,2} + \delta t, \quad (4.30)$$

где $t_{в,1}$, $t_{в,2}$ — начальная и конечная температуры охлаждающей воды; δt — недогрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в конденсаторе; m — кратность охлаждения (количество охлаждающей воды, приходящееся на 1 кг пара, поступающего в конденсатор, кг/кг).

Температура охлаждающей воды $t_{в,1}$ изменяется в широких пределах, и только при низких значениях ее, высоких кратностях охлаждения и небольших δt могут быть достигнуты давления в конденсаторе, близкие к $p_{k, \text{пред}}$. Однако в этих условиях такие значения p_k окажутся неоправданными, если при этом расходы на перекачивание охлаждающей воды совместно с отчислениями от возросших капитальных затрат превысят стоимость электроэнергии, выработанной вследствие повышения мощности установки (определенную по приведенным затратам).

Таким образом, значения $t_k(p_k)$, кратности охлаждения m и недогрева δt должны определяться технико-экономическими расчетами.

* Несмотря на уменьшение величины D_k , потери в конденсаторе возрастают, так как при этом уменьшается температура конденсата t_k .

Обычно оптимальные значения кратности охлаждения m находятся в пределах от 50 до 80, а δt — в пределах от 3 до 6 °С.

На рис. 4.20 приведены кривые изменения p_k в зависимости от кратности охлаждения при различных температурах охлаждающей воды $t_{в,1}$ и $\delta t = 3$ °С. В расчетах разность $i_k^H - i_k$ принята равной 2200 кДж/кг, что соответствует среднему значению этой величины при давлении p_k от 0,003 до 0,005 МПа и влажности пара около 10 % [30]. Для более дорогостоящего топлива (при прочих равных условиях) экономически оправдан более глубокий вакуум. Когда средняя температура охлаждающей воды на станции ниже, более глубокий вакуум достигается при меньших дополнительных капитальных затратах. Поэтому, чем ниже температура охлаждающей воды и выше стоимость топлива, тем экономически оправдан более глубокий вакуум.

В Советском Союзе в районах использования дорогостоящего топлива обычно среднегодовая температура охлаждающей воды выше, чем в районах дешевого топлива. Поэтому оптимальные значения p_k , рассчитанные для этих районов, различаются незначительно. Обычно для конденсационных электростанций на органическом топливе оптимальные значения давления в конденсаторе находятся в пределах 0,003—0,0045 МПа. Для теплофикационных установок, работающих в летнее время в чисто конденсационном режиме или в конденсационном режиме с небольшим отбором пара на теплофикацию, оптимальные значения p_k выше. В таком режиме эти турбины работают лишь часть общего времени эксплуатации. Поэтому затраты, необходимые для достижения тех же значений p_k , что и в конденсационной турбоустановке, здесь не оправдываются.

АЭС следует рассматривать как электростанции, работающие на дешевом топливе. К тому же они строятся в районах с дорогостоящим органическим топливом, где в условиях СССР среднегодовая температура охлаждающей воды в основном повышенная. Это одна из причин того, что давление в конденсаторе на АЭС принимается более высоким, чем на обычных электростанциях. Давление p_k повышают здесь также для того, чтобы уменьшить капитальные затраты, которые при таких же, что и в обычных установках, значениях вакуума заметно возрастут, так как удельные расходы пара на АЭС с турбинами насыщенного пара значительно выше, чем с турбинами перегретого пара. Оптимальные значения p_k на АЭС находятся обычно в пределах 0,0045—0,0055 МПа.

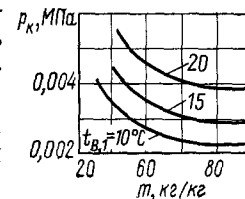


Рис. 4.20. Зависимость p_k от кратности охлаждения m при $\delta t = 3,0$ °С.

4.5. ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАСШИРЯЕМЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Потребность народного хозяйства в электроэнергии возрастает исключительно быстро. Увеличение мощности электростанций происходит за счет строительства новых электростанций и расширения

действующих. При расширении действующей электростанции могут устанавливаться новые конденсационные турбины (на КЭС) или турбины с регулируемым отбором (на ТЭЦ), а также турбины с противодавлением. В последнем случае давление за турбиной может быть выбрано таким, чтобы отработавший в ней пар использовать на турбинах расширяемой электростанции (рис. 4.21).

Если при расширении электростанции устанавливаются турбины со своими паровыми котлами, работающие параллельно с существующими установками, то новую паротурбинную установку называют *пристройкой* (рис. 4.21, а). При расширении электростанции предвключенными турбинами эту часть электростанции называют *надстройкой* высокого давления (рис. 4.21, б).

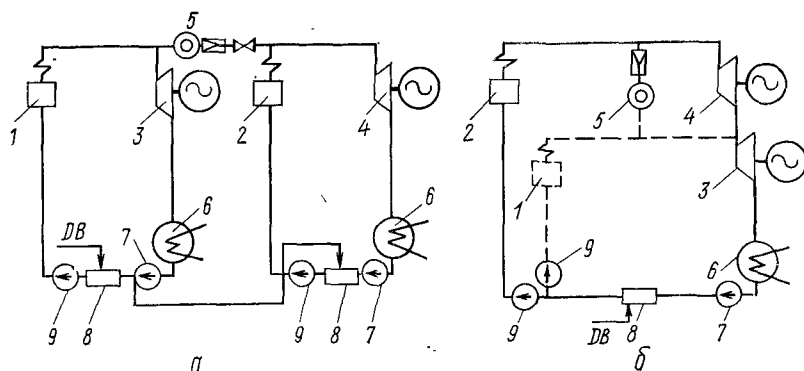


Рис. 4.21. Расширение станции пристройкой (а) и надстройкой (б).

1 — паровой котел низкого давления; 2 — паровой котел высокого давления; 3 — турбогенератор низкого давления; 4 — турбогенератор высокого давления; 5 — РОУ; 6 — конденсатор; 7 — конденсатный насос; 8 — система регенеративного подогрева; 9 — питательный насос; ДВ — подвод добавочной воды.

Когда электростанция расширяется пристройкой, показатели тепловой экономичности прежней ее части остаются неизменными. Однако показатели экономичности электростанции в целом улучшаются, так как обычно новые агрегаты имеют более высокие начальные параметры и более совершенны.

Надстройка может быть выполнена так, чтобы после модернизации электростанции к прежним турбинам подводился пар только от предвключенных турбин. Такую надстройку называют *полной*. При полной надстройке вся электростанция, в сущности, переводится на более высокие параметры пара. Старые паровые котлы при этом могут быть демонтированы. Однако следует иметь в виду, что при одинаковом увеличении мощности электростанции по схеме с надстройкой производительность паровых котлов должна быть значительно выше, чем при расширении электростанции пристройкой.

Если расход пара предвключенных турбин меньше требуемого расхода на прежние турбины, то недостающее количество пара подается к ним от котлов существующей установки и надстройка является *неполной*.

Внутренний абсолютный КПД установки с надстройкой может быть определен из выражения

$$\eta_{i, \text{уст}} = (\mathcal{L}_0 + \mathcal{L}_н) / (q_0 + q_н), \quad (4.31)$$

где $\mathcal{L}_0$ и $\mathcal{L}_н$ — соответственно работа пара в прежней и предвключенной турбинах, рассчитанная на 1 кг пара, подведенного к существовавшей ранее турбине; q_0 — количество тепла, затраченное на производство 1 кг пара в прежней установке; $q_н$ — дополнительный расход тепла на 1 кг пара в надстройке.

Учитывая, что $\mathcal{L}_н = q_н$, после преобразования получаем

$$\eta_{i, \text{уст}} = \frac{\mathcal{L}_0}{q_0} \frac{1 + (\mathcal{L}_н / \mathcal{L}_0)}{1 + (\mathcal{L}_н / \mathcal{L}_0) (\mathcal{L}_0 / q_0)}, \quad (4.32)$$

или

$$\eta_{i, \text{уст}} = \eta_i^0 \frac{1 + A_н}{1 + A_н \eta_i^0}, \quad (4.33)$$

где $A_н = \mathcal{L}_н / \mathcal{L}_0$.

В уравнении (4.33) η_i^0 — внутренний абсолютный КПД надстраиваемых турбин станции; $A_н$ — энергетический коэффициент. Если надстройка полная, то расход пара после предвключенных турбин равен сумме расходов на прежние турбины и $A_н$ максимален. При одних и тех же расходах энергетический коэффициент возрастает, конечно, с увеличением параметров пара перед предвключенной турбиной.

Из уравнения (4.33) также видно, что при принятых новых начальных параметрах надстройка дает тем больший эффект по экономии тепла, чем ниже КПД прежней электростанции.

Формула (4.33) применима как для КЭС, так и для ТЭЦ. В последнем случае следует рассматривать изменение КПД по производству электроэнергии $\eta_{i \text{ тэц}}$. Так как обычно $\eta_{i \text{ тэц}} > \eta_i^0$, то относительное повышение КПД при надстройке на ТЭЦ ниже, чем на конденсационной электростанции. При надстройке ТЭЦ отпуск тепла внешним потребителям остается неизменным.

Сравнивая схемы электростанций с пристройками и надстройками, можно заметить, что при надстройке сохраняется прежняя система технического водоснабжения, в то время как при пристройке она расширяется.

Технико-экономические расчеты показывают, что капитальные затраты на надстройку быстро окупаются, особенно при дорогом топливе.

Для удобства эксплуатации пристройки обычно соединяют с прежними паротурбинными установками электростанции паровыми и водяными линиями (см. рис. 4.21, а). При этом в качестве добавочной воды паровых котлов высокого давления можно использовать конденсат из линии низкого давления. Так как качество добавочной воды для котлов низкого давления может быть заметно ниже, чем для котлов высокого давления, то это дает определенную экономию.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ НА ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

5.1. ВЛИЯНИЕ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Регенеративный подогрев питательной воды (см. рис. 2.1) применяется в настоящее время на всех паротурбинных установках. Это объясняется тем, что такой подогрев существенно повышает тепловую и общую экономичность установок. В схемах с регенеративным подогревом потоки пара, отводимые из турбины в регенеративные подогреватели, совершают работу без потерь в холодном источнике (конденсаторе). При этом для одной и той же электрической мощности турбогенератора N_z расход пара в конденсатор уменьшается и КПД установки увеличивается.

Количество пара, отбираемого из отборов, зависит прежде всего от температуры, до которой может быть подогрет конденсат турбины. Чем выше параметры пара перед турбиной, тем больше интервал температур, на который может быть осуществлен подогрев конденсата, и больше эффект от применения схемы с регенеративным подогревом. Обычно на электростанциях средних параметров температура питательной воды находится в пределах от 150 до 170 °С; при высоких давлениях — от 225 до 275 °С (при номинальной нагрузке и номинальных параметрах пара перед турбиной).

На паротурбинных установках электростанций, работающих на органическом топливе, применяют только перегретый пар; в атомной энергетике широко используют также насыщенный пар. Поэтому рассмотрим паровой цикл с регенеративным подогревом питательной воды для обоих этих случаев.

На рис. 5.1, а приведена теоретическая схема подогрева питательной воды при трех регенеративных подогревателях. По этой схеме регенеративный подогрев ведется всем потоком рабочей среды. При такой организации процесса регенеративные подогреватели, проходные сечения отборов и коммуникаций громоздки, а потери в них на трение чрезмерно велики. Кроме того, возрастает влажность пара в последних ступенях турбины. Поэтому в реальных установках в регенеративные подогреватели отводится не весь поток пара, а только небольшая его часть (рис. 5.1, б). Здесь этот пар конденсируется, отдавая свое тепло питательной воде. Образовавшийся при этом конденсат вводят в общий поток питательной воды. При такой схеме расход пара в турбине уменьшается от одного отбора к другому. Для одной и той же мощности турбины общий расход пара возрастает, так как поток, выводимый в регенеративную систему, совершает меньшую работу, чем поток, поступивший в конденсатор. В результате высота лопаток в ЧВД получается большей, чем для турбины без регенеративных отборов, а в ЧНД — меньшей. Это, как известно, увеличивает внутренний относительный КПД η_{oi} . Таким образом,

применяемая на реальных установках схема не только устраняет недостатки цикла с постоянным расходом пара, но и дает возможность выполнить проточную часть турбины более совершенной.

На рис. 5.2 в Ts -диаграмме изображены регенеративные циклы при адиабатическом расширении насыщенного и перегретого пара, когда подогрев питательной воды осуществляется изобарически во многих подогревателях. При такой схеме для насыщенного пара, когда число подогревателей бесконечно большое, нагрев воды может быть осуществлен до температуры пара T_0 и ступенчатая линия CD (рис. 5.2, а) рабочего процесса преобразуется в плавную кривую, эквидистантную кривой подогрева питательной воды AB . Полученный

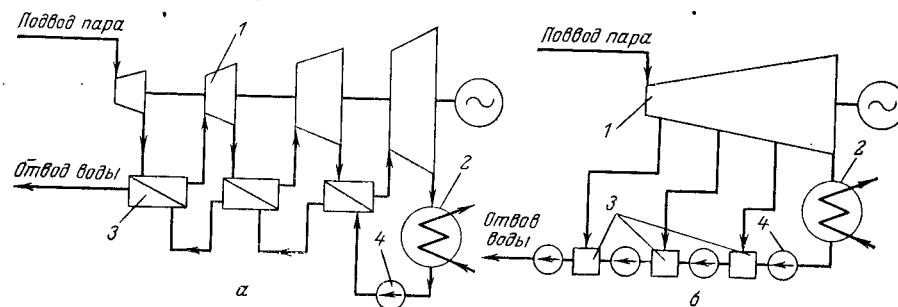


Рис. 5.1. Схемы регенеративного подогрева питательной воды в трех регенеративных подогревателях при отводе в подогреватели всего потока пара (а) (теоретический цикл) и при отводе в них небольшой части пара из отборов турбины (б).

1 — турбогенераторная установка; 2 — конденсатор; 3 — регенеративный подогреватель; 4 — насос.

при этом цикл называют *предельным регенеративным циклом насыщенного пара*. Легко видеть, что КПД этого цикла равен КПД цикла Карно.

Регенеративный подогрев питательной воды в цикле с перегретым паром также повышает КПД, однако термический КПД регенеративного цикла перегретого пара всегда ниже КПД цикла Карно при одних и тех же начальных и конечных температурах. Нагрев питательной воды здесь может быть осуществлен до температуры, близкой к температуре насыщения $T_{0,нас}$, которая обычно значительно ниже начальной температуры пара T_0 (рис. 5.2, б).

Из рассмотрения рабочего процесса пара для схемы с регенеративным подогревом питательной воды мы установили, что регенеративный подогрев увеличивает КПД установки, несмотря на то что расход пара на турбину при этом возрастает. Количественная зависимость между значениями КПД регенеративной и простейшей конденсационной установок может быть получена из следующих соотношений.

Для схемы с регенеративным подогревом питательной воды в подогревателях (см. рис. 5.1, б) внутренний абсолютный КПД $\eta_{i,р}$ оп-

ределяется выражением

$$\eta_{i,p} = \frac{\alpha_K (i_0 - i_K^H) + \sum_1^z \alpha_{j,p} (i_0 - i_{j,p})}{\alpha_K (i_0 - i_K) + \sum_1^z \alpha_{j,p} (i_0 - i_{j,p})}, \quad (5.1)$$

где $\alpha_{j,p}$ и α_K — доля общего расхода пара на турбину, отбираемая в j -й отбор и поступающая в конденсатор соответственно; $i_{j,p}$ — энтальпия пара j -го отбора.

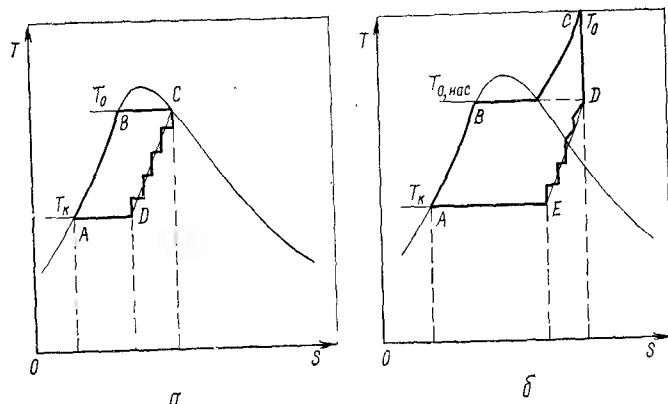


Рис. 5.2. Регенеративный цикл для насыщенного (а) и перегретого (б) пара.

Уравнение (5.1) можно представить в виде

$$\eta_{i,p} = \frac{\alpha_K (i_0 - i_K^H)}{\alpha_K (i_0 - i_K)} \frac{1 + \frac{\sum_1^z \alpha_{j,p} (i_0 - i_{j,p})}{\alpha_K (i_0 - i_K^H)}}{1 + \frac{\sum_1^z \alpha_{j,p} (i_0 - i_{j,p})}{\alpha_K (i_0 - i_K)}}. \quad (5.2)$$

Выражение

$$\frac{\sum_1^z \alpha_{j,p} (i_0 - i_{j,p})}{\alpha_K (i_0 - i_K^H)} = A_p \quad (5.3)$$

представляет собой отношение работы всех потоков пара, отводимых в отборы, к работе конденсационного потока, а отношение $(i_0 - i_K^H)/(i_0 - i_K)$ — КПД простейшей конденсационной установки (без регенерации).

Таким образом, уравнение (5.2) принимает вид

$$\eta_{i,p} = \eta_{i,K} [1 + A_p / (1 + A_p \eta_{i,K})]. \quad (5.4)$$

Из уравнения (5.4) видно, что во всех случаях, когда $A_p > 0$, КПД регенеративного цикла $\eta_{i,p} > \eta_{i,K}$. Чем больше энергетический коэффициент A_p , т. е. работа потоков пара, поступающих в отбор, по сравнению с работой пара конденсационного потока, тем больше эффект от применения регенеративного подогрева. Когда отборов на регенерацию нет ($\alpha_{j,p} = 0$), $\eta_{i,p} = \eta_{i,K}$. Аналогичный результат имеет место и в том случае, когда на подогрев питательной воды отводится свежий пар (из линии до турбины), так как при этом $i_0 - i_{j,p} = 0$ и энергетический коэффициент также равен нулю. Подогрев питательной воды свежим паром не увеличивает полезной работы и поэтому не может изменить тепловую экономичность установки.

Регенеративные подогреватели могут быть смешивающего и поверхностного типов. В подогревателях смешивающего типа теплопередача от пара к жидкости осуществляется в процессе барботажа и конденсацией пара непосредственно на струях и каплях воды. Питательная вода при этом может быть нагрета до температуры насыщения греющего пара, поступающего из отбора турбины. Подогреватели поверхностного типа бывают с охладителями перегретого пара и без него. При отсутствии охладителя перегретого пара поток из отбора конденсируется на всех поверхностях теплообмена и температура воды на выходе из подогревателя всегда на 3—5 °C ниже температуры насыщения конденсирующегося пара. В подогревателях с охладителем перегретого пара после подогрева в части подогревателя, обогреваемой конденсирующимся паром, поток воды проходит еще через поверхности, к которым подведен перегретый пар. Поэтому здесь недогрев до температуры насыщения пара отбора t_H оказывается ниже. Однако так как расход пара здесь относительно невелик (по сравнению с расходом питательной воды), температура воды после поверхностных подогревателей обычно остается ниже t_H .

При одной и той же температуре питательной воды, чем меньше недогрев до t_H , тем больше работа потока пара отбора и, как видно из уравнения (5.4), тем выше тепловая экономичность установки. Из этого следует, что наибольший эффект от регенерации имеет место при применении подогревателей смешивающего типа.

Зависимость (5.4) получена для конденсационной установки, имеющей лишь регенеративные отборы. Если наряду с отборами на регенеративный подогрев в паросиловой установке имеются отборы пара на промышленные нужды и теплофикацию, то зависимость между КПД по производству электроэнергии $\eta_{i,тэц}$ для этой установки и КПД $\eta_{i,K}$ для чисто конденсационной установки имеет вид

$$\eta_{i,тэц} = \eta_{i,K} \frac{1 + A_p + A_{тп}}{1 + \eta_{i,K} (A_p + A_{тп})}, \quad (5.5)$$

где

$$A_{\text{ТП}} = \frac{\sum_1^m \alpha_{i, \text{п}} (i_0 - i_{i, \text{п}})}{\alpha_K (i_0 - i_K^H)} \quad (5.6)$$

представляет собой отношение работы потоков пара, отводимых к тепловому потребителю, к работе конденсационного потока.

Из уравнения (5.5) видно, что регенеративный подогрев питательной воды на установках с комбинированной выработкой электроэнергии и тепла в тепловом отношении также эффективен и тем в большей степени, чем выше значение энергетического коэффициента $A_{\text{ТП}}$. Однако при одних и тех же значениях A_p относительное изменение КПД по производству электроэнергии на ТЭЦ $\eta_{i, \text{ТЭЦ}}$ меньше изменения КПД $\eta_{i, \text{р}}$ для конденсационной установки.

Энергетические коэффициенты A_p и $A_{\text{ТП}}$ зависят как от относительных расходов потоков пара, направляемых в отбор, так и от перепада энтальпии ($i_0 - i_j$), используемого в турбине. Чем ниже давление в отборе, тем при одинаковых расходах пара в отборе выше абсолютное значение коэффициента и больше эффект, оказываемый отбором на изменение КПД. Поэтому для турбин с противодействием регенеративный подогрев повышает экономичность установки (увеличивает выработку электроэнергии на тепловом потреблении) только тогда, когда он осуществляется дополнительным расходом пара, сверх требующегося для нужд производства. В турбинах с регулируемым отбором регенеративные отборы, расположенные после промышленного, в расчете на одно и то же количество отбираемого пара оказывают большее влияние на КПД $\eta_{i, \text{ТЭЦ}}$ и поэтому иногда применение регенеративного подогрева питательной воды может привести к увеличению КПД даже при некотором уменьшении расхода пара потребителю $D_{\text{п}}$. Однако чтобы не нанести ущерб тепловому потребителю, расход пара $D_{\text{п}}$ уменьшать не следует и регенерацию на этих установках также нужно осуществлять, увеличивая общий расход пара на турбину.

5.2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ОТБОРОВ В ТУРБИНЕ

Эффект от регенеративного подогрева существенно зависит от того, при каких давлениях пар отбирается из турбины на регенеративные подогреватели. Действительно, при одном отборе (одноступенчатая регенерация), когда на регенерацию отбирается пар высокого давления, нагрев ведется до более высокой $t_{\text{п.в}}$, чем в условиях, когда отбирается пар низкого давления. Количество отбираемого пара здесь также выше, однако используется при этом небольшой тепловой перепад ($i_0 - i_p$). При обогреве паром низкого давления перепад ($i_0 - i_p$) возрастает, но зато уменьшается $t_{\text{п.в}}$ и количество пара, которое может быть выведено в отбор. Очевидно, что в соответствии с уравнением (5.4) значение $\eta_{i, \text{р}}$ максимально, когда энергетический коэффициент A_p достигает наибольшего значения.

Для одноступенчатого подогрева (рис. 5.3, а)

$$A_p = \frac{\alpha_p (i_0 - i_p)}{\alpha_K (i_0 - i_K^H)} = \frac{\alpha_p h_0}{\alpha_K H_K} \quad (5.7)$$

Из уравнения теплового баланса для смешивающего подогревателя

$$i_{\text{п.в}} = \alpha_p i_p + (1 - \alpha_p) i_K \quad (5.8)$$

легко установить, что

$$\alpha_p = \Delta i_{\text{в}} / (\Delta i_{\text{в}} + \Delta i_{\text{п}}), \quad (5.9)$$

где $\Delta i_{\text{в}}$ — нагрев воды в регенеративном подогревателе;

$\Delta i_{\text{п}}$ — количество тепла, передаваемое 1 кг пара в регенеративном подогревателе питательной воде ($\Delta i_{\text{п}} = i_p - i'_p$).

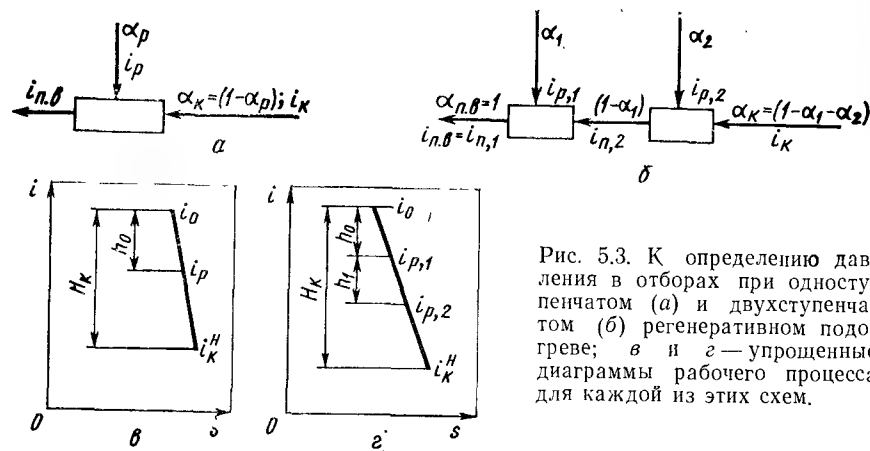


Рис. 5.3. К определению давления в отборах при одноступенчатом (а) и двухступенчатом (б) регенеративном подогреве; v и z — упрощенные диаграммы рабочего процесса для каждой из этих схем.

Тогда,

$$\alpha_K = 1 - \alpha_p = \Delta i_{\text{п}} / (\Delta i_{\text{в}} + \Delta i_{\text{п}}). \quad (5.10)$$

Подставив значения α_p и α_K в уравнение (5.7), получим

$$A_p = \Delta i_{\text{в}} h_0 / \Delta i_{\text{п}} H_K. \quad (5.11)$$

Так как

$$h_0 = i_0 - i_p = i_0 - i_K - \Delta i_{\text{п}} - \Delta i_{\text{в}}, \quad (5.12)$$

то

$$A_p = \frac{(i_0 - i_K - \Delta i_{\text{п}}) \Delta i_{\text{в}} - \Delta i_{\text{в}}^2}{\Delta i_{\text{п}} (i_0 - i_K^H)}. \quad (5.13)$$

В уравнении (5.13) величины i_0 и i_K не зависят от того, при каких параметрах осуществлен отбор, $\Delta i_{\text{п}}$ зависит от параметров отбора, однако для небольшого диапазона изменения их вблизи максимума величины A_p значения $\Delta i_{\text{п}}$ можно считать постоянными. При этом максимальное значение A_p устанавливается, когда

$$dF/d(\Delta i_{\text{в}}) = 0, \quad (5.14)$$

где $F = (i_0 - i_K - \Delta i_{\text{п}}) \Delta i_{\text{в}} - \Delta i_{\text{в}}^2$.

Взяв производную, получим

$$i_0 - i_K - \Delta i_{\text{п}} - 2\Delta i_{\text{в}} = 0. \quad (5.15)$$

Из сопоставления уравнений (5.12) и (5.15) следует, что

$$\Delta i_B = h_0, \quad (5.16)$$

т. е. тепловая экономичность при одноступенчатой схеме подогрева питательной воды оптимальна тогда, когда нагрев в регенеративном подогревателе Δi_B равен теплопадению пара в турбине h_0 от начального значения энтальпии пара до значения ее для пара в отборе.

При двухступенчатой схеме регенеративного подогрева энергетический коэффициент (в соответствии с принятыми обозначениями на рис. 5.3, б) определится по формуле

$$A_p = \frac{\alpha_1 (i_0 - i_{p,1}) + \alpha_2 (i_0 - i_{p,2})}{\alpha_K (i_0 - i_K^H)}, \quad (5.17)$$

или

$$A_p = \frac{\alpha_1 h_0 + \alpha_2 (h_0 + h_1)}{\alpha_K (i_0 - i_K^H)}. \quad (5.17')$$

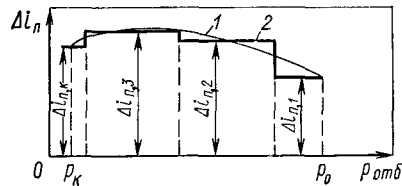


Рис. 5.4. Зависимость количества тепла, отдаваемого 1 кг пара в подогревателе, от давления в отборе. 1 — действительная кривая; 2 — принимаемая ступенчатая зависимость.

Рассмотрев уравнения теплового баланса для каждого подогревателя, установим, что

$$\alpha_1 = \Delta i_{B,1} / (\Delta i_{B,1} + \Delta i_{п,1}); \quad (5.18)$$

$$\alpha_2 = \frac{\Delta i_{B,2}}{\Delta i_{B,2} + \Delta i_{п,2}} \frac{\Delta i_{п,1}}{\Delta i_{B,1} + \Delta i_{п,1}}. \quad (5.19)$$

Тогда

$$\alpha_K = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 = 1 - \frac{\Delta i_{B,1}}{\Delta i_{B,1} + \Delta i_{п,1}} - \frac{\Delta i_{B,2}}{\Delta i_{B,2} + \Delta i_{п,2}} \frac{\Delta i_{п,1}}{\Delta i_{B,1} + \Delta i_{п,1}}, \quad (5.20)$$

или после простейших преобразований

$$\alpha_K = \frac{\Delta i_{п,1} \Delta i_{п,2}}{(\Delta i_{B,1} + \Delta i_{п,1}) (\Delta i_{B,2} + \Delta i_{п,2})}. \quad (5.21)$$

В этих уравнениях индексы 1 и 2 при Δi_B и $\Delta i_{п}$ показывают, что эти величины относятся соответственно к первому и второму подогревателям.

Подставив значения α_1 , α_2 и α_K в уравнение (5.17), после преобразований получим

$$A_p = \frac{\Delta i_{B,1} (\Delta i_{B,2} + \Delta i_{п,2}) h_0 + \Delta i_{п,1} \Delta i_{B,2} (h_0 + h_1)}{\Delta i_{п,1} \Delta i_{п,2} H_K}. \quad (5.22)$$

Количество тепла, отдаваемое 1 кг пара при конденсации в подогревателе, зависит от давления в отборе. Если построить кривую изменения $\Delta i_{п}$ от $p_{отб}$, то эта зависимость выразится плавной линией (кривая 1 на рис. 5.4), которая может быть выражена аналитической функцией. Однако для решения рассматриваемой задачи удобнее эту зависимость заменить ступенчатой кривой с постоянными значениями $\Delta i_{п}$ в нескольких диапазонах изменения $p_{отб}$ (кривая 2 на рис. 5.4).

В этом случае в уравнении (5.22) величины $\Delta i_{п,1}$ и $\Delta i_{п,2}$ имеют постоянные значения и максимальное значение A_p совпадает с максимумом функции

$$F = \Delta i_{B,1} (\Delta i_{B,2} + \Delta i_{п,2}) h_0 + \Delta i_{п,1} \Delta i_{B,2} (h_0 + h_1). \quad (5.23)$$

Так как

$$h_0 = i_0 - i_{p,1} = i_0 - (i'_{p,1} + \Delta i_{п,1}) = i_0 - (i_{п,1} + \Delta i_{п,1}) = i_0 - i_K - \Delta i_{B,1} - \Delta i_{п,1} - \Delta i_{п,2}; \quad (5.24)$$

$$h_0 + h_1 = i_0 - i_{p,2} = i_0 - i_K - \Delta i_{B,2} - \Delta i_{п,2}, \quad (5.25)$$

то функция F может быть приведена в виду

$$F = \Delta i_{B,1} (\Delta i_{B,2} + \Delta i_{п,2}) (a_1 - \Delta i_{B,1} - \Delta i_{B,2}) + \Delta i_{п,1} \Delta i_{B,2} (a_2 - \Delta i_{B,2}), \quad (5.26)$$

где

$$a_1 = i_0 - i_K - \Delta i_{п,1}; \quad a_2 = i_0 - i_K - \Delta i_{п,2}. \quad (5.27)$$

Из уравнения (5.26) видно, что F является функцией двух переменных: $\Delta i_{B,1}$ и $\Delta i_{B,2}$. Максимальное значение функция принимает при значениях $\Delta i_{B,1}$ и $\Delta i_{B,2}$, определяемых из условий

$$\partial F / \partial (\Delta i_{B,1}) = 0; \quad \partial F / \partial (\Delta i_{B,2}) = 0. \quad (5.28)$$

Условия (5.28) приводят к следующим уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} \Delta i_{B,2} (a_1 - 2\Delta i_{B,1} - \Delta i_{B,2} - \Delta i_{п,2}) + \Delta i_{п,2} (a_1 - 2\Delta i_{B,1}) &= 0; \\ \Delta i_{B,1} (a_1 - \Delta i_{B,1} - 2\Delta i_{B,2} - \Delta i_{п,2}) + \Delta i_{п,1} (a_2 - 2\Delta i_{B,2}) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5.29)$$

С учетом зависимостей (5.24), (5.25) и (5.27) эти уравнения могут быть записаны в виде

$$\left. \begin{aligned} \Delta i_{B,2} (h_0 - \Delta i_{B,1} - \Delta i_{п,2}) + \Delta i_{п,2} (h_0 - \Delta i_{B,1} + \Delta i_{B,2}) &= 0; \\ \Delta i_{B,1} (h_0 + h_1 - \Delta i_{п,1} - \Delta i_{B,1} - \Delta i_{B,2}) + \Delta i_{п,1} (h_0 + h_1 - \Delta i_{B,2}) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5.30)$$

Решив систему уравнений (5.30), получим, что

$$\left. \begin{aligned} \Delta i_{B,1} &= h_0; \\ \Delta i_{B,2} &= h_1. \end{aligned} \right\} \quad (5.31)$$

Таким образом, при двухступенчатой схеме регенеративного подогрева питательной воды оптимальная тепловая экономичность имеет место, когда нагрев в первом регенеративном подогревателе равен теплопадению пара в турбине от начального значения энтальпии i_0 до значения в этом отборе $i_{p,1}$, а нагрев во втором подогревателе равен разности энтальпий пара первого и второго отборов.

Проведя аналогичные выводы для трех- или четырехступенчатой схемы, а также с любым другим числом ступеней подогрева (другим количеством регенеративных подогревателей), можно убедиться, что во всех случаях в условиях оптимальной тепловой экономичности подогрев в каждом регенеративном подогревателе, кроме первого, равен тепловому перепаду по пару между предшествующим и данным отбором, а подогрев в первом подогревателе — тепловому перепаду по пару от начального значения энтальпии до значения в первом отборе. В соответствии с обозначениями, принятыми на рис. 5.5, эту закономерность можно записать в виде

$$\Delta i_{B,i} = h_{i-1}^*, \quad (5.32)$$

где i изменяется от 1 до z .

По полученным зависимостям можно установить формулы, непосредственно определяющие оптимальные значения Δi_B . Так, для одно-

* Этот результат получен впервые (правда, другим методом) В. Я. Рыжким [46].

ИЛИ

$$\Delta i_{\text{B}} = \frac{i'_0 - i_{\text{K}}}{2} + \frac{\Delta i_{\text{II}, 0} - \Delta i_{\text{II}}}{2}, \quad (5.34)$$

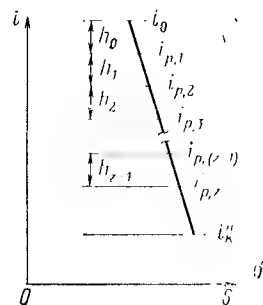


Рис. 5.5. Схема (а) и упрощенная *is*-диаграмма (б) рабочего процесса многоступенчатого регенеративного подогрева.

$$\left. \begin{aligned} 2\Delta i_{B,1} + \Delta i_{B,2} &= i_0 - i_K - \Delta i_{n,1}; \\ \Delta i_{B,1} + 2\Delta i_{B,2} &= i_0 - i_K - \Delta i_{n,2}. \end{aligned} \right\} \quad (5.35)$$
$$\left. \begin{aligned} \Delta i_{\text{п}, 1} &= \frac{i'_0 - i_{\text{к}}}{3} + \frac{\Delta i_{\text{п}, 0} + \Delta i_{\text{п}, 2} - 2\Delta i_{\text{п}, 1}}{3}, \\ \Delta i_{\text{п}, 2} &= \frac{i'_0 - i_{\text{к}}}{3} + \frac{\Delta i_{\text{п}, 0} + \Delta i_{\text{п}, 1} - 2\Delta i_{\text{п}, 2}}{3}. \end{aligned} \right\} \quad (5.36)$$
$$\left. \begin{aligned} \Delta i_{B, 1} &= \frac{i'_0 - i_K}{4} + \frac{\Delta i_{II, 0} + \Delta i_{II, 2} + \Delta i_{II, 3} - 3\Delta i_{II, 1}}{4}; \\ \Delta i_{B, 2} &= \frac{i'_0 - i_K}{4} + \frac{\Delta i_{II, 0} + \Delta i_{II, 1} + \Delta i_{II, 3} - 3\Delta i_{II, 2}}{4}; \\ \Delta i_{B, 3} &= \frac{i'_0 - i_K}{4} + \frac{\Delta i_{II, 0} + \Delta i_{II, 1} + \Delta i_{II, 2} - 3\Delta i_{II, 3}}{4}. \end{aligned} \right\} (5.37)$$
$$\Delta i_{B, m} = \frac{i'_0 - i_K}{z + 1} +$$

$$+ \frac{\Delta i_{n,0} + \Delta i_{n,1} + \Delta i_{n,2} + \dots + \Delta i_{n,m-1} + \Delta i_{n,m+1} + \dots + \Delta i_{n,z} - z \Delta i_{n,m}}{z+1}, \quad (5.38)$$

ИЛИ

$$\Delta i_{B,m} = \frac{i'_0 - i_K}{z+1} + \frac{\sum_0^z \Delta i_{n,j} - (z+1) \Delta i_{n,m}}{z+1}. \quad (5.39)$$

$$\Delta i_{B, m} = \frac{i'_0 - i_{B1}}{z+1} + \frac{\sum_0^z \Delta i_{B, j} - (z+1) \Delta i_{B, m}}{z+1} - \frac{\vartheta}{z+1}. \quad (5.40)$$

Приведенные зависимости показывают, что в поверхностных подогревателях энтальпии воды после подогрева ниже, чем в подогревателях смешивающего типа, а давление пара в отборе $p_{отб}$ при этом, наоборот, выше. Действительно, в смешивающих подогревателях $p_{р.п}$ определяется по температуре насыщения $t_{р.п} = t_{п,м}$ где температура воды за подогревателем $t_{п,м}$ рассчитывается по значениям Δi_v , определенным по уравнению (5.39) для каждого подогревателя. Давление пара в поверхностных подогревателях соответствует энтальпии воды при температуре насыщения $(i'_{р,м})_{пов}$, равной $i_{п,м} + \vartheta$. Очевидно, что эта величина выше $i'_{р,м}$ для смешивающего подогревателя на

$$\Delta i_m = m\vartheta/(z+1), \quad (5.41)$$

где m — номер отбора (считая со стороны высокого давления турбины).

В отборах более высокого давления Δi_m меньше. При достаточно большом числе подогревателей местоположение первого отбора почти не изменяется, в то время как последний отбор смещается в сторону более высокого давления настолько, что при этом энтальпия i'_p возрастает на величину, близкую к Φ . Полный недогрев питательной воды при этом по сравнению со схемой, включающей смешивающие подогреватели, уменьшается на $z\Phi/(z+1)$, т. е. на величину, близкую к Φ .

То, что в поверхностных подогревателях вода не догревается до температуры насыщения пара отбора, а давление в отборе должно быть при этом более высоким (чем при смешивающих подогревателях), приводит к понижению тепловой экономичности схемы.

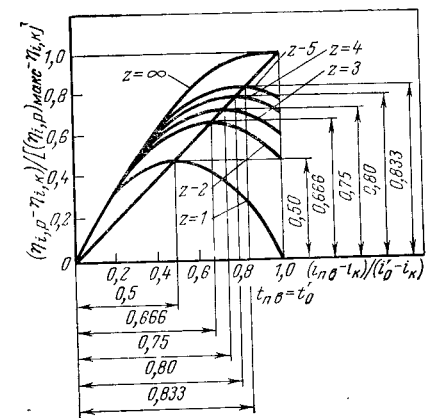


Рис. 5.6. Зависимость тепловой экономичности цикла от энтальпии питательной воды и числа регенеративных подогревателей при равномерном распределении отборов.

перегретый пар среднего давления и $z \geq 4$, тепловая экономичность установки при равномерном распределении практически такая же, как и при оптимальном (рассчитанном с учетом изменения Δi_p). Для высоких давлений при оптимальном распределении обычно достигается бо́льшая тепловая экономичность, а температура питательной воды при одном и том же z ниже. Таким образом, бо́льшая тепловая экономичность достигается даже при меньших капитальных затратах.

На рис. 5.6 приводятся типичные зависимости КПД установки от температуры питательной воды и числа регенеративных подогревателей при равномерном распределении отборов (в относительном выражении) [30]. Как видно из рисунка, в этом случае в соответствии с зависимостью (5.42) при одноступенчатой схеме наибольшее значение КПД устанавливается, когда подогрев воды в подогревателе равен $(1/2)(i'_0 - i_K)$, при двухступенчатом подогреве — когда подогрев составляет $(2/3)(i'_0 - i_K)$, при трехступенчатом — когда подогрев равен $(3/4)(i'_0 - i_K)$ и т. д.

Таким образом, при переходе от одноступенчатой схемы к двухступенчатой $i_{п,в}$ возрастает на $1/6$ всего возможного подогрева; при пере-

ходе от двухступенчатой к трехступенчатой — на $1/12$ разности $(i'_0 - i_K)$ и т. д. Из этого следует, что каждая последующая ступень подогрева все в меньшей степени повышает тепловую экономичность установки.

Зная подогрев в каждом регенеративном подогревателе, легко определить энтальпию питательной воды. При оптимальном распределении

$$i_{п,в} = i_K + \sum_1^z \Delta i_{в, j}, \quad (5.43)$$

а при равномерном

$$i_{п,в} = i_K + z \Delta i_{в}. \quad (5.44)$$

В реальных схемах давление пара в подогревателе обычно на 5—8% ниже давления в отборе (из-за потерь давления на преодоление сопротивлений в коммуникациях). В тепловых расчетах это может быть учтено, если величину Φ определять по энтальпии воды при температуре насыщения, соответствующей давлению пара в отборе, а не в подогревателе. При этом все приведенные выше зависимости полностью сохраняют свой вид.*

Выше было установлено, что с увеличением числа отборов каждый последующий отбор оказывает все меньшее влияние на повышение тепловой экономичности. По мере приближения $t_{п,в}$ к $t_{п,в,опт}$ относительное возрастание КПД также уменьшается. В то же время капиталовложения при этом непрерывно возрастают. Для одного и того же числа регенеративных подогревателей экономически оправданный подогрев воды не равен наивыгоднейшему в отношении тепловой экономичности, а всегда меньше его. Поэтому на реальных установках $t_{п,в}$ всегда ниже температуры, отвечающей условиям наибольшей тепловой экономичности $t_{п,в,опт}$. Для высоких давлений, когда увеличение $t_{п,в}$ требует больших дополнительных капиталовложений, оптимальная температура в большей мере отличается от термодинамически наивыгоднейшей, чем для низких p_0 . При прочих равных условиях разница в значениях этих величин также возрастает с уменьшением стоимости топлива. Поэтому на АЭС (где топливная составляющая удельных приведенных затрат ниже, чем на электростанциях обычного типа) оптимальная $t_{п,в}$ при том же числе подогревателей ниже, чем на электростанциях на органическом топливе. Ниже также оптимальное число регенеративных подогревателей.

Можно показать, что при $t_{п,в} \neq t_{п,в,опт}$ наибольшие значения КПД имеют место, когда нагрев во всех подогревателях, за исключением первого, определяется по тем же зависимостям [см. уравнение (5.32)]. Расположение первого регенеративного отбора для выбранной $t_{п,в}$ легко установить. Таким образом, распределение отборов в турбине при температуре питательной воды, не равной $t_{п,в,опт}$, также не встречает трудностей.

* В расчетах по определению площадей поверхностей подогревателей необходимо, конечно, исходить из недогрева Φ по отношению к температуре воды $t'_{п,п}$, соответствующей давлению в подогревателе.

В практике находит применение и такой метод распределения регенеративных подогревателей, при котором подогрев производится в расчете, чтобы в каждом подогревателе энтропия воды возрастала на одно и то же значение Δs [23]. В условиях оптимальной тепловой экономичности при данном числе подогревателей z возрастание энтропии в одном подогревателе определяется из зависимости

$$\Delta s = (s_0 - s_K) / (z + 1), \quad (5.45)$$

а при подогреве до некоторой температуры $t_{п.в}$ — по формуле

$$\Delta s = (s_{п.в} - s_K) / z, \quad (5.46)$$

где s_0 — энтропия питательной воды при температуре, равной температуре насыщения для давления p_0 (на входе в турбину); $s_{п.в}$ — энтропия питательной воды при температуре $t_{п.в}$; s_K — энтропия воды на входе в регенеративный подогреватель последнего отбора.

Доказано также, что при изотермическом отводе тепла от пара (т. е. когда отсутствуют поверхности, через которые тепло передается перегретым паром, и поверхности, на которых происходит переохлаждение конденсата) наибольшие значения КПД устанавливаются, когда температура воды в подогревателях изменяется по геометрической прогрессии [23], т. е.

$$T_1/T_2 = T_2/T_3 = T_3/T_4 = \dots \dots = T_{z-1}/T_z = T_z/T_K, \quad (5.47)$$

где T_1 — температура питательной воды, К; $T_2, T_3, T_4, \dots, T_z$ — температура воды на выходе из соответствующего подогревателя, К; T_K — температура конденсата на входе в подогреватель последнего отбора, К.

Приведенные соотношения могут применяться в расчетах распределения регенеративного подогрева по ступеням как на конденсационных установках насыщенного и перегретого пара, так и на ТЭЦ. Однако на ТЭЦ номинальные значения давления в регулируемых отборах задаются, поэтому весь интервал возможного подогрева воды разбивается на два или три интервала в зависимости от числа регулируемых отборов. При одном отборе устанавливаются два интервала (от температуры воды на входе в первый регенеративный подогреватель t_K до t'_p в регулируемом отборе и от t'_p до температуры насыщения t'_0 на входе в турбину), при двух — три интервала (от t_K до температуры насыщения $t'_{p,1}$ для первого регулируемого отбора, затем от $t'_{p,1}$ до температуры насыщения $t'_{p,2}$ для второго регулируемого отбора и от $t'_{p,2}$ до t'_0). Распределение отборов в каждом из этих интервалов проводится по приведенным выше зависимостям.

Аналогично распределяются отборы на установках насыщенного пара без промежуточного перегрева. На таких установках обычно поток пара после ЧВД турбины отводится в сепаратор, работающий при определенном давлении p_c (см. рис. 4.10 и 4.11). Поэтому весь интервал возможного подогрева воды разбивается на два участка: от t_K до температуры насыщения t'_c , соответствующей давлению в сепараторе, и от t'_c до t'_0 . При температурах от t_K до t'_c обогрев воды ведется из отборов

ЧНД, в интервале от t'_c до t'_0 — из отборов ЧВД. Распределение отборов в ЧВД и ЧНД турбин проводится отдельно.

Анализ этой схемы показал, что при давлениях пара перед турбиной примерно до 5,0 МПа, когда число регенеративных подогревателей $z > 4$, можно применять равномерное распределение подогрева [см. уравнение (5.42)]. Однако при этом наибольшая тепловая экономичность имеет место, когда соблюдается следующее условие:

$$\Delta i_{в, ЧВД} = (1 - \omega_{ЧВД}) \Delta i_{в, ЧНД}, \quad (5.48)$$

где $\Delta i_{в, ЧНД}$ и $\Delta i_{в, ЧВД}$ — нагрев воды в регенеративных подогревателях, обогреваемых паром от ЧНД и ЧВД соответственно; $\omega_{ЧВД}$ — влажность пара на выходе из ЧВД турбины.

На электростанциях с надстройками дополнительный подогрев питательной воды от отборов предвключенных турбин следует применять только в тех случаях, когда надстройка полная. Производительность котельных установок при этом должна выбираться такой, чтобы обеспечить полный расход пара на надстраиваемые турбины и в отборы турбин высокого давления. Расширение сферы применения регенеративного подогрева приводит в этих условиях к дальнейшему повышению КПД станции.

Если надстройка неполная, применять схему с отбором пара на регенерацию от предвключенных турбин не следует. Действительно, при неполной надстройке установка, работая при максимальной производительности паровых котлов высокого давления, не обеспечивает требуемый расход пара на турбины низкого давления. Если при этом часть пара ΔD из отборов предвключенной турбины отвести, то для того, чтобы надстраиваемые установки загрузить полностью, потребуется на ту же величину ΔD увеличить производительность котлов низкого давления. При тех же потерях в конденсаторе общее количество выработанной электроэнергии при этом уменьшится. Сократится также и общее количество тепла, переданное в котельных установках высокого и низкого давления перегретому пару, однако лишь настолько, насколько уменьшилась выработка электроэнергии. Таким образом, применение регенеративного подогрева паром, отбираемым от надстроенной части турбинной установки, приведет здесь лишь к понижению тепловой экономичности станции.

5.3. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ В ЦИКЛАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА

Описанные методы определения расположения регенеративных подогревателей могут быть применены при расчете схем без промежуточного перегрева пара. В настоящее время наряду со схемами без промежуточного перегрева широко распространение получили схемы с одним промежуточным перегревом. Для такой схемы тепловая экономичность существенно зависит от расположения регенеративного подогревателя, обогреваемого паром из первого отбора, расположенного непосредственно за промежуточным перегревателем (по ходу пара).

В схемах с промежуточным перегревом один регенеративный подогреватель всегда целесообразно располагать так, чтобы он обогревался частью пара, отбираемого из потока, направляемого на перегрев (рис. 5.7). Нагрев питательной воды в этом подогревателе, непосредственно определяемый расположением следующего отбора, в условиях оптимальной тепловой экономичности значительно выше, чем во всех других подогревателях, и зависит от начальных параметров пара и параметров промежуточного перегрева, температуры питательной воды, количества отборов в головной части турбины и за пароперегревателем и их расположения.

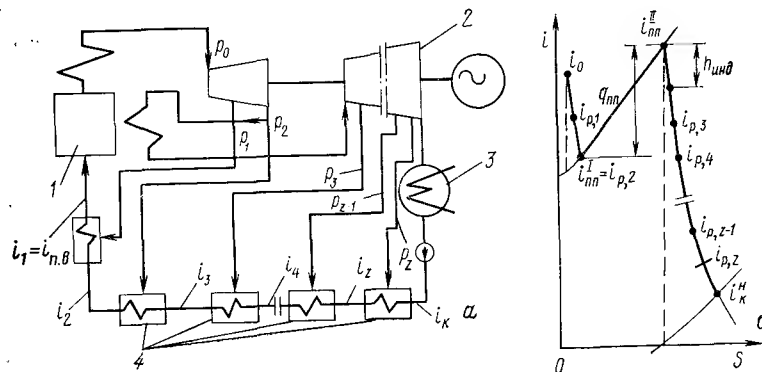


Рис. 5.7. Схема установки (а) и рабочий процесс пара в турбине с промежуточным перегревом (б).
1 — паровой котел; 2 — турбогенератор; 3 — конденсатор; 4 — регенеративный подогреватель.

На применяющихся в СССР установках, работающих на перегреве пара с промежуточным перегревом, наряду с этим имеется еще один отбор при более высоких параметрах.

Однако, как показывают технико-экономические расчеты, в некоторых случаях (при дешевом топливе) питательную воду целесообразно подогревать до относительно невысоких значений $t_{п.в}$ и тогда наличие этого отбора экономически не оправдано. Если питательная вода после подогревателя, обогреваемого паром из линии, идущей на промежуточный перегреватель, направляется непосредственно в котельную установку, то $t_{п.в}$ (соответственно $i_{п.в}$) известна, и при данном числе регенеративных подогревателей может быть установлено одно расположение отборов, обеспечивающее оптимальную тепловую экономичность. Если в части турбины до выхода потока из ЧВД имеется отбор на регенеративный подогреватель, то от его расположения зависит распределение подогревателей, находящихся за промежуточным перегревателем.

В [46] показано, что в условиях, когда $\Delta i_{п.}$ определенные для всех отборов, могут быть выражены линейными зависимостями от $i_{п.в}$ (т. е. аппроксимированы прямыми), в схемах с одним или двумя регенеративными подогревателями, обогреваемыми паром из ЧВД турби-

ны, оптимальное расположение всех отборов определяется из выражений

$$\frac{\Delta i_{в.2} + \Delta i_{п.2} \left(1 + \frac{q_{п.п}}{i_0 - i_{п.в}} \frac{\Delta i_{п.1}}{\Delta i_{в.1} + \Delta i_{п.1}} \right)}{\Delta i_{п.3}} = \frac{\Delta i_{в.3} + \Delta i_{п.3}}{\Delta i_{п.4}}; \quad (5.49)$$

$$\frac{\Delta i_{п.3}}{\Delta i_{п.4}} = \frac{\Delta i_{п.4}}{\Delta i_{п.5}} = \frac{\Delta i_{п.5}}{\Delta i_{п.6}} = \dots = \frac{\Delta i_{п.z-1}}{\Delta i_{п.z}} = \frac{\Delta i_{п.z}}{\Delta i_{п.к}}, \quad (5.50)$$

где $i_{п.2}$ — количество тепла, которое отдается в регенеративном подогревателе 1 кг пара, отбираемым из потока пара, идущего в промежуточный перегреватель; $\Delta i_{п.к}$ — количество тепла, отдаваемого 1 кг пара в конденсаторе; $q_{п.п}$ — количество тепла, подведенного к 1 кг пара в промежуточном перегревателе.

Если в ЧВД турбины до отвода пара на перегрев отборов нет, то $\Delta i_{в.1} = 0$ и уравнение (5.49) принимает вид

$$\frac{\Delta i_{в.2} + \Delta i_{п.2} \{ 1 + [q_{п.п}/(i_0 - i_{п.в})] \}}{\Delta i_{п.3}} = \frac{\Delta i_{в.3} + \Delta i_{п.3}}{\Delta i_{п.4}}. \quad (5.49a)$$

Уравнения (5.49) и (5.50) можно решить методом последовательных приближений. Целесообразно сначала (при принятом значении $i_{п.в}$) задаться значением $\Delta i_{в.2}$ и для полученного при этом расположения отбора за промежуточным перегревателем разбить подогрев по отдельным подогревателям. После этого можно по уравнению (5.49) определить $\Delta i_{в.2}$. Если полученное при этом значение совпадает с первоначально принятым, разбивка отвечает оптимальному КПД.

Существует и другой метод определения расположения регенеративных подогревателей в схемах с промежуточным перегревом [62, 79]. Этот метод действителен при любой закономерности изменения $\Delta i_{п.}$ в зависимости от $i_{п.в}$. Если первый отбор за промежуточным перегревателем провести при давлении пара, близком к давлению на выходе в ЧВД турбины (непосредственно за промежуточным перегревателем), то КПД цикла не только не возрастет, но даже уменьшится. По мере снижения давления в этом отборе КПД цикла начинает возрастать. Из этого следует, что существует точка на линии расширения пара за перегревателем, в которой расположение регенеративного отбора не оказывает никакого влияния на КПД цикла. Эта точка названа *индифферентной точкой линии расширения* за пароперегревателем. В [79] показано, что положение этой индифферентной точки определяется выражением

$$h_{инд} = \eta_{i, чвд} q_{п.п}. \quad (5.51)$$

где $h_{инд}$ — разность между $i_{п.п}^I$ и энтальпией пара в индифферентной точке $i_{инд}$; $\eta_{i, чвд}$ — внутренний абсолютный КПД ЧВД турбины.

При известных параметрах пара на входе в турбину и после ЧВД определение $h_{инд}$ для принятой температуры питательной воды не встречает затруднений. Распределить регенеративные отборы за индифферентной точкой можно по любым приведенным выше соотношениям.

Этот метод применим также для циклов на насыщенном паре с сепарацией всего потока и промежуточным перегревом теплоносителем или паром, поступающим на турбину (см. рис. 4.11).

В схемах с промежуточным перегревом пара, так же как на установках без промежуточного перегрева, при постоянном числе регенеративных подогревателей существует определенная температура питательной воды, при которой η_i (соответственно $\eta_{\text{э}}$) принимает максимальное значение. Это хорошо видно из рис. 5.8, где приведены зависимости

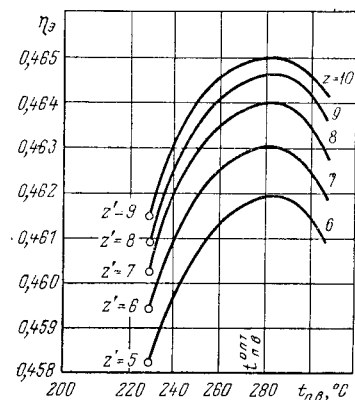


Рис. 5.8. Зависимость электрического КПД $\eta_{\text{э}}$ от температуры питательной воды при различных z ($p_0 = 23,5$ МПа, $p_{\text{н.п.}} = 2,94$ МПа).

○ — схема с одним отбором в ЧВД турбины (из потока, направляемого на промежуточный перегрев);
— — — схема с двумя отборами в ЧВД.

$\eta_{\text{э}}$ от $t_{\text{п.в.}}$ для паротурбинной установки на сверхкритических начальных параметрах. Здесь для схемы с одним отбором из ЧВД турбины при общем числе подогревателей $z' = z - 1$ (точки показаны кружочками) температура питательной воды определяется давлением в промежуточном пароперегревателе и не зависит от общего числа регенеративных подогревателей. С повышением $t_{\text{п.в.}}$ (когда устанавливается еще один регенеративный подогреватель, к которому подводится пар из ЧВД турбины) значения КПД растут и достигают максимальных значений при $t_{\text{п.в.опт}}$, которая практически не зависит от числа регенеративных подогревателей z . С увеличением z оптимальные значения КПД возрастают менее заметно, чем на установках без промежуточного перегрева. Все это объясняется тем, что при изменении $t_{\text{п.в.}}$ в таких схемах увеличивается или уменьшается нагрев в первом (по ходу пара в турбине) регенеративном подогревателе $\Delta i_{\text{в.1}}$, в то время как суммарный подогрев воды во всех остальных подогревателях сохраняется постоянным. Этот подогрев остается неизменным также при увеличении или уменьшении числа подогревателей z . Таким образом, во всех рассматриваемых здесь случаях изменяется в основном процесс подогрева питательной воды лишь в части турбоагрегата после промежуточного перегревателя (при $t_{\text{п.в.}} = \text{const}$). Так как давление промежуточного перегрева обычно невелико, то изменение z не может отразиться на значениях $\eta_{i,\text{опт}}$ и $t_{\text{п.в.опт}}$ в такой же мере, как на установках без промежуточного перегрева.

5.4. ВЫБОР УСЛОВИЙ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ОПТИМАЛЬНУЮ ОБЩУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА

Выше было отмечено, что для одного и того же числа регенеративных подогревателей экономически оправданный подогрев питательной воды не равен наивыгоднейшему в отношении тепловой экономичности, а всегда меньше его. При этом каждому числу регенеративных

подогревателей z соответствует своя температура $t_{\text{п.в.}}$, при которой удельные приведенные затраты $z_{\text{э,опт}}$ минимальны. Сравнив значения $z_{\text{э,опт}}$, рассчитанные при различных z , легко установить число регенеративных подогревателей $z_{\text{опт}}$ и значение температуры $t_{\text{п.в.опт}}$, при которых устанавливается оптимальная общая экономичность ($z_{\text{э,опт}} = \min$).

В схемах без промежуточного перегрева оптимальные условия можно определить непосредственно из сравнения результатов расчетов, проведенных при нескольких значениях общего числа регенеративных подогревателей. В расчетах по выбору $t_{\text{п.в.}}$ и z для схем с промежуточным перегревом число отборов в ЧВД турбины оставляют обычно одним и тем же, а изменяют число отборов (а следовательно, и число подогревателей) за промежуточным перегревателем z' . При этом расчеты с различным числом z' проводят для нескольких значений $t_{\text{п.в.}}$ и из всех вариантов выбирают тот, при котором $z_{\text{э}} = \min$ [1, 62].

Распределения отборов, рассчитанные по приведенным выше зависимостям, далеко не всегда могут быть соблюдены достаточно точно. Турбина имеет конечное число ступеней и, следовательно, определенные значения давлений в камерах отбора. Эти значения могут отличаться, конечно, от тех, которые обеспечивают оптимальную тепловую экономичность. Стремление установить деаэратор при определенном давлении (выбранном из других соображений) и провести отбор из выхлопных патрубков цилиндров также может привести к необходимости внесения некоторых изменений в рассчитанные распределения отборов. Небольшие отступления, как правило, не приводят к сколько-нибудь заметному изменению тепловой экономичности. Однако для окончательного решения необходимо в каждом конкретном случае значения КПД установки, рассчитанные при выбранной схеме, сопоставить со значением, определенным при оптимальном распределении отборов.

Глава 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

6.1. ПОЛНЫЙ И УДЕЛЬНЫЙ РАСХОДЫ ПАРА НА ТУРБИНУ

Основными энергетическими показателями конденсационных паротурбинных установок являются удельные расходы пара, топлива и показатели тепловой экономичности, а для ТЭЦ наряду с этими показателями, рассчитанными по производству электроэнергии, — показатели тепловой экономичности по производству тепла и удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении.

При определении энергетических показателей установки исходят из того, что электрическая мощность ее, начальные и конечные параметры, рабочий процесс пара в турбине, число подогревателей и параметры в отборах, а также некоторые другие данные, характеризую-

щие данную установку, уже известны. Эти величины легко могут быть установлены, если речь идет об уже существующей установке, работающей при заданном режиме. Для вновь проектируемой установки некоторые из них (например, электрическая мощность, начальные и конечные параметры и др.) могут быть заданы, а остальные определены из предварительных проработок и расчетов.

Рассмотрим в качестве исходного цикл перегретого пара с регенерацией, но без промежуточного перегрева. При известных начальных и конечных параметрах и рабочем процессе пара в турбине теплопадение, рассчитанное на 1 кг подведенного к турбине пара, при z отборах (см. рис. 5.5) определится выражением

$$H_{\Pi} = 1(i_0 - i_{p,1}) + (1 - \alpha_1)(i_{p,1} - i_{p,2}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(i_{p,2} - i_{p,3}) + \dots + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \dots - \alpha_z)(i_{p,z} - i_K^H). \quad (6.1)$$

Это выражение может быть представлено в виде

$$H_{\Pi} = (i_0 - i_K^H) \left[1 - \alpha_1 \frac{i_{p,1} - i_K^H}{i_0 - i_K^H} - \alpha_2 \frac{i_{p,2} - i_K^H}{i_0 - i_K^H} - \dots - \alpha_z \frac{i_{p,z} - i_K^H}{i_0 - i_K^H} \right], \quad (6.2)$$

или

$$H_{\Pi} = (i_0 - i_K^H)(1 - \alpha_1 y_1 - \alpha_2 y_2 - \dots - \alpha_z y_z), \quad (6.3)$$

где

$$y_1 = \frac{i_{p,1} - i_K^H}{i_0 - i_K^H}; \quad y_2 = \frac{i_{p,2} - i_K^H}{i_0 - i_K^H}; \\ y_z = \frac{i_{p,z} - i_K^H}{i_0 - i_K^H}; \quad (6.4)$$

H_{Π} принято называть *эквивалентным приведенным теплопадением* пара в турбине, а величины $y_1, y_2, \dots, y_z$ — *коэффициентами недовыработки*.

Зная H_{Π} , легко определить общий расход пара на турбину. При электрической мощности установки, равной $N_{\text{э}}$, общий расход пара равен (кг/с)

$$D = N_{\text{э}} / (H_{\Pi} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}), \quad (6.5)$$

или

$$D = \frac{N_{\text{э}}}{(i_0 - i_K^H) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \left(1 - \sum_1^z \alpha_i y_i \right)}. \quad (6.6)$$

Формула (6.6) применима не только для турбин конденсационного типа, когда отборы используются лишь для регенеративного подогрева питательной воды, но и для установок с отборами на промышленные и теплофикационные нужды. На таких установках обычно пар от регу-

лируемых отборов подается также в регенеративные подогреватели и доля пара, поступающего в отбор,

$$\alpha = \alpha_{p,\Pi} + \alpha_{\text{тп}}, \quad (6.7)$$

где $\alpha_{p,\Pi}$ и $\alpha_{\text{тп}}$ — части общего расхода пара D , направляемые в регенеративный подогреватель и к тепловому потребителю соответственно.

Как видно из уравнения (6.6), когда отборов пара на регенеративный подогрев и для теплового потребителя нет ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \dots = \alpha_z = 0$), формула, определяющая общий расход пара на турбину, принимает вид

$$D_{\text{пр.к}} = N_{\text{э}} / (i_0 - i_K^H) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}. \quad (6.8)$$

Зависимость (6.8) определяет общий расход пара $D_{\text{пр.к}}$ для простейшей конденсационной установки.

Из уравнений (6.6) и (6.8) видно, что общий расход пара на турбогенераторную установку с отборами выше, чем на простейшую конденсационную установку равной мощности. Если считать рабочие процессы пара в турбине для простейшей установки и установки с отборами одинаковыми, то соотношение между этими величинами определяется выражением

$$D = D_{\text{пр.к}} \left/ \left(1 - \sum_1^z \alpha_i y_i \right) \right. \quad (6.9)$$

Несмотря на то, что в схемах с отборами пара на регенерацию и на тепловое потребление расход пара на турбину увеличивается, тепловая экономичность возрастает (см. § 5.1). Из этого следует, что при одной и той же мощности $N_{\text{э}}$ потери в холодном источнике в таких схемах меньше. Изменение расхода пара в конденсаторе при переходе от одной схемы к другой может быть найдено из следующих соображений.

В простейшей конденсационной установке весь поток $D_{\text{пр.к}}$ достигает холодного источника. На установке той же мощности $N_{\text{э}}$ с отборами в конденсатор поступает поток

$$D_{\text{к}} = D - \sum_1^z D_i, \quad (6.10)$$

где D_i — расход пара в i -м отборе. Имея в виду, что $\alpha_i = D_i / D$, из уравнения (6.9) получаем

$$D = D_{\text{пр.к}} + \sum_1^z D_i y_i, \quad (6.11)$$

и, следовательно, расход пара в конденсатор для турбины с отборами определится зависимостью

$$D_{\text{к}} = D_{\text{пр.к}} - \left(\sum_1^z D_i - \sum_1^z D_i y_i \right). \quad (6.12)$$

Этот расход меньше $D_{\text{пр.к}}$ на

$$\Delta D_{\text{к}} = \sum_1^z D_i - \sum_1^z D_i y_i = \sum_1^z D_i (1 - y_i). \quad (6.13)$$

Расход пара в нерегулируемых отборах зависит только от режима работы турбогенератора; расход пара в регулируемом отборе может изменяться в зависимости от потребностей теплового потребителя. При изменении расхода пара в отборе на $\Delta D_{\text{п}}$ для работы на той же электрической мощности $N_{\text{э}}$ общий расход пара на турбину D также должен быть изменен. Значение ΔD (в условиях, когда изменение рабочего процесса пара в турбине можно не учитывать) определяется из выражения

$$\Delta D = D'' - D' = D_{\text{нр.к}} + \sum D_i y_i + D''_{\text{п}} y_{\text{п}} - (D_{\text{нр.к}} + \sum D_i y_i + D'_{\text{п}} y_{\text{п}}), \quad (6.14)$$

где под знаком суммы оставлены произведения $D_i y_i$ для всех отборов, в которых расход принимается постоянным, а одним и двумя штрихами помечены величины, относящиеся к режимам при двух различных значениях расходов поступающего потребителю пара.

Из уравнения (6.14) следует, что

$$\Delta D = y_{\text{п}} (D''_{\text{п}} - D'_{\text{п}}) = y_{\text{п}} \Delta D_{\text{п}}. \quad (6.15)$$

Таким образом, с увеличением расхода пара в отборе расход свежего пара при той же электрической мощности турбогенератора $N_{\text{э}}$ также возрастает, однако $\Delta D < \Delta D_{\text{п}}$. Расход пара в конденсатор при этом уменьшается на величину

$$\Delta D_{\text{к}} = \Delta D_{\text{п}} - \Delta D = \Delta D_{\text{п}} (1 - y_{\text{п}}). \quad (6.16)$$

Чем меньше коэффициент недовыработки $y_{\text{п}}$, тем больше разница в значениях величин $\Delta D_{\text{п}}$ и ΔD и заметнее возрастает тепловая экономичность из-за уменьшения расхода пара в конденсатор.

Полученные соотношения показывают изменения D и $D_{\text{к}}$ в зависимости от $\Delta D_{\text{п}}$ при одних и тех же расходах пара в регенеративных отборах. Однако в реальных условиях увеличение или уменьшение отпуска пара тепловому потребителю приводит к соответствующему изменению расходов конденсата, питательной воды ПГ (котлов) и (при одной и той же температуре питательной воды) расходов пара в отборах. Полный расход пара на турбину в этих условиях может быть определен с учетом всех этих изменений из расчета тепловой схемы в целом.

Количество пара d [кг/(кВт·ч)], приходящегося на 1 кВт·ч выработанной электроэнергии, называют *удельным расходом пара*. Из определения следует, что

$$d = 3600 (D/N_{\text{э}}). \quad (6.17)$$

Используя уравнения (6.6) и (6.17), получаем

$$d = 3600 / (i_0 - i_{\text{к}}^{\text{н}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \left[1 - \sum_1^z \alpha_i y_i \right], \quad (6.18)$$

или

$$d = d_{\text{нр.к}} / \left(1 - \sum_1^z \alpha_i y_i \right). \quad (6.19)$$

В уравнении (6.19)

$$d_{\text{нр.к}} = 3600 / (i_0 - i_{\text{к}}^{\text{н}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (6.20)$$

где $d_{\text{нр.к}}$ — удельный расход пара простейшей конденсационной установки той же мощности, рабочий процесс в которой протекает так же, как и в рассматриваемой.

Полученные выше зависимости, определяющие полный и удельный расход пара на турбину, действительны для цикла на перегретом паре без промежуточного перегрева. При работе на насыщенном паре с осушкой его в вынесенном сепараторе (см. рис. 4.10, а) общий расход D (кг/с) на турбину заданной мощности $N_{\text{э}}$ определяется по формуле [53]

$$D = \frac{N_{\text{э}}}{(i_0 - i_{\text{к}}^{\text{н}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \left[1 + \left(1 - \sum_1^m \alpha_i \right) \frac{i'_{\text{с}} - i_{\text{с}}}{i_0 - i_{\text{к}}^{\text{н}}} - \sum_1^{m+n} \alpha_i y_i - \alpha_{\text{с}} \frac{i'_{\text{с}} - i_{\text{к}}^{\text{н}}}{i_0 - i_{\text{к}}^{\text{н}}} \right]}, \quad (6.21)$$

где $i_{\text{с}}$ и $i'_{\text{с}}$ — соответственно энтальпия пара до и после сепаратора; $\alpha_{\text{с}}$ — расход сепарата в долях от общего расхода пара на турбину; m и n — число отборов в частях турбины до и после сепаратора.

Удельный расход пара d [кг/(кВт·ч)] определяется из зависимости

$$d = \frac{3600}{(i_0 - i_{\text{к}}^{\text{н}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \left[1 + \left(1 - \sum_1^m \alpha_i \right) \frac{i'_{\text{с}} - i_{\text{с}}}{i_0 - i_{\text{к}}^{\text{н}}} - \sum_1^{m+n} \alpha_i y_i - \alpha_{\text{с}} \frac{i'_{\text{с}} - i_{\text{к}}^{\text{н}}}{i_0 - i_{\text{к}}^{\text{н}}} \right]}. \quad (6.22)$$

При отсутствии сепаратора $\alpha_{\text{с}} = 0$, $i'_{\text{с}} = i_{\text{с}}$ и формулы (6.21) и (6.22) переходят в зависимости (6.6) и (6.18) соответственно. Такой же вид имеют формулы для цикла насыщенного пара с промежуточным перегревом. Однако здесь перед ЧНД турбины пар перегревается до энтальпии $i_{\text{п.п}}$ (см. рис. 4.11) и поэтому в формулах (6.21) и (6.22) вместо энтальпии $i'_{\text{с}}$ следует подставлять $i_{\text{п.п}}$.

Влияние изменений расхода пара в регулируемых отборах (для ТЭЦ с турбинами насыщенного пара, см. рис. 2.6) на значения D и расход пара в конденсатор $D_{\text{к}}$ качественно такое же, как и для циклов перегретого пара, однако зависимости при этом более сложные.

Для цикла перегретого пара с промежуточным перегревом (см. рис. 5.7) эквивалентное приведенное теплопадение $H_{\text{п}}$ определяется из зависимости

$$H_{\text{п}} = (i_0 - i_{\text{к}}^{\text{н}}) \left[1 + \left(1 - \sum_1^m \alpha_i \right) \frac{i_{\text{п.п}}^{\text{н}} - i_{\text{п.п}}^{\text{л}}}{i_0 - i_{\text{к}}^{\text{н}}} - \sum_1^{m+n} \alpha_i \frac{i_{\text{п.п}}^{\text{н}} - i_{\text{к}}^{\text{н}}}{i_0 - i_{\text{к}}^{\text{н}}} \right], \quad (6.23)$$

где $i_{\text{п.п}}^{\text{л}}$ и $i_{\text{п.п}}^{\text{н}}$ — соответственно энтальпия пара до промежуточного пароперегревателя и после него, m и n — число отборов в частях турбины до промежуточного перегревателя (включая отбор из линии, по которой пар направляется на промежуточный перегрев) и после него.

Если регенеративный подогрев заканчивается в подогревателе, к которому подводится пар из потока, направляемого на промежуточный перегреватель (из «холодной» нитки промежуточного перегрева), формула (6.23) принимает вид

$$H_{\Pi} = (i_0 - i_K^H) \left[1 + (1 - \alpha_{\Pi, \Pi}) \frac{i_{\Pi, \Pi}^H - i_{\Pi, \Pi}^L}{i_0 - i_K^H} - \sum_1^z \alpha_i \frac{i_{p, i} - i_K^H}{i_0 - i_K^H} \right], \quad (6.24)$$

где $\alpha_{\Pi, \Pi}$ — относительный расход пара, поступающего в последний по ходу питательной воды регенеративный подогреватель (из «холодной» нитки промежуточного перегревателя); z — общее число отборов (включая отбор из «холодной» нитки промежуточного перегрева).

Зная H_{Π} , легко определить общий и удельный расходы пара на турбину [см. формулы (6.5) и (6.17)].

6.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДОВ ТЕПЛА И ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ

По полному и удельному расходам пара легко установить соответствующие расходы тепла. Полный расход тепла (кДж/с) на турбогенераторную установку без промежуточного перегрева

$$Q_0 = D (i_0 - i_{\Pi, \Pi}), \quad (6.25)$$

а для установки с промежуточным перегревом

$$Q_0 = D \left[(i_0 - i_{\Pi, \Pi}) + \left(1 - \sum_1^m \alpha_i \right) (i_{\Pi, \Pi}^H - i_{\Pi, \Pi}^L) \right], \quad (6.26)$$

где m — число отборов в ЧВД турбины (до промежуточного перегревателя).

Одна часть полного расхода тепла Q_i расходуется на совершение внутренней работы в турбине N_i , другая часть Q_K теряется в холодном источнике (конденсаторе турбины). Таким образом, для конденсационной установки

$$Q_0 = N_i + Q_K, \quad (6.27)$$

или

$$Q_0 = DH_{\Pi} + D_K (i_K^H - i_K), \quad (6.28)$$

где D_K — расход пара в конденсатор.

Для простейшей конденсационной установки (без регенеративного подогрева питательной воды) $H_{\Pi} = i_0 - i_K^H$, а $D = D_K$ и формула (6.28) принимает вид

$$Q_0 = D (i_0 - i_K^H) + D (i_K^H - i_K) = D (i_0 - i_K). \quad (6.29)$$

На паротурбинных установках с теплофикационными и промышленными отборами часть подведенной к турбине с паром тепловой энергии $Q_{\text{ТП}}$ отдается потребителю тепла, поэтому

$$Q_0 = N_i + (Q_{\text{ТП}}/\eta_{\text{ТП}}) + Q_K. \quad (6.30)$$

Чем больше доля отдаваемой потребителю тепловой энергии от общего расхода тепла Q_0 , тем (при тех же абсолютных значениях N_i и Q_0) меньше потери в конденсаторе. Для турбин с противодавлением $Q_K = 0$ и, следовательно,

$$Q_0 = N_i + (Q_{\text{ТП}}/\eta_{\text{ТП}}). \quad (6.31)$$

При принятых начальных параметрах пара и требуемом противодавлении электрическая мощность установки определяется количеством тепла $Q_{\text{ТП}}$, отдаваемым потребителю. Действительно,

$$N_g = DH_{\Pi} \eta_{\text{М}} \eta_{\text{Г}}. \quad (6.32)$$

Но для турбины с противодавлением расход пара D зависит от $Q_{\text{ТП}}$, так как

$$Q_{\text{ТП}} = D_{\Pi} (i_{\Pi} - i_{0, \text{К}}) \eta_{\text{ТП}}, \quad (6.33)$$

а

$$D_{\Pi} = D \left(1 - \sum_1^z \alpha_i \right), \quad (6.34)$$

где i_{Π} — энтальпия пара, подаваемого потребителю тепла, кДж/кг; $i_{0, \text{К}}$ — энтальпия обратного конденсата, кДж/кг; D_{Π} — расход пара, подаваемого потребителю, кг/с.

В формуле (6.34) в $\sum_1^z \alpha_i$ входит также величина α_0 , если рассматривается турбина на насыщенном паре с противодавлением.

Из уравнений (6.32) — (6.34) следует, что зависимость развиваемой генератором мощности от $Q_{\text{ТП}}$ определяется выражением

$$N_g = \frac{H_{\Pi} \eta_{\text{М}} \eta_{\text{Г}}}{(i_0 - i_{0, \text{К}}) \eta_{\text{ТП}} \left(1 - \sum_1^z \alpha_i \right)} Q_{\text{ТП}}. \quad (6.35)$$

Когда в турбине с противодавлением $D = D_{\Pi}$ (никаких отборов нет), уравнение (6.35) принимает вид

$$N_g = \frac{i_0 - i_{\Pi}}{i_{\Pi} - i_{0, \text{К}}} \frac{\eta_{\text{М}} \eta_{\text{Г}}}{\eta_{\text{ТП}}} Q_{\text{ТП}}. \quad (6.36)$$

Из уравнений (6.31) и (6.35) можно получить также формулу, определяющую общий расход тепла на турбогенераторную установку с противодавлением Q_0 в зависимости от $Q_{\text{ТП}}$. В общем виде (при наличии отборов) эта зависимость имеет вид

$$Q_0 = \left[1 + \frac{H_{\Pi}}{(i_{\Pi} - i_{0, \text{К}}) \left(1 - \sum_1^z \alpha_i \right)} \right] \frac{Q_{\text{ТП}}}{\eta_{\text{ТП}}}. \quad (6.37)$$

Для турбины с противодавлением без промежуточного перегрева и отборов (когда $D = D_{\Pi}$) это уравнение приводится к виду

$$Q_0 = \frac{i_0 - i_{0, \text{К}}}{i_{\Pi} - i_{0, \text{К}}} \frac{Q_{\text{ТП}}}{\eta_{\text{ТП}}}. \quad (6.38)$$

Располагая установленными зависимостями, легко определить показатели тепловой экономичности турбогенераторной установки и станции в целом.

Для конденсационных установок без промежуточного перегрева удельный расход тепла [кДж/(кВт·ч)]

$$q_a = d(i_0 - i_{п.в}), \quad (6.39)$$

а при наличии промежуточного перегрева

$$q_a = d \left[(i_0 - i_{п.в}) + \left(1 - \sum_1^m \alpha_i \right) (i_{п.п}^{II} - i_{п.п}^I) \right]. \quad (6.40)$$

Соответственно электрический КПД для схемы без промежуточного перегрева

$$\eta_a = 3600/d(i_0 - i_{п.в}) \quad (6.41)$$

и для схемы с промежуточным перегревом

$$\eta_a = \frac{3600}{d \left[(i_0 - i_{п.в}) + \left(1 - \sum_1^m \alpha_i \right) (i_{п.п}^{II} - i_{п.п}^I) \right]}. \quad (6.42)$$

Как уже отмечалось ранее, при определении показателей тепловой экономичности теплоэлектроцентралей считают, что на выработку электроэнергии идет не все тепло Q_0 , подводимое к турбогенераторной установке, а разность между Q_0 и теплом, отданным потребителю, $Q_{тп} \eta_{тп}$ (см. § 3.2). Эта разность Q_0 , тэц для схемы без промежуточного перегрева определяется выражением

$$Q_0, \text{ тэц} = D(i_0 - i_{п.в}) - \sum_1^k D_{п,j}(i_{п,j} - i_{о.к,j}), \quad (6.43)$$

где k — число отборов на промышленные и теплофикационные нужды.

Тогда в соответствии с уравнениями (3.41) и (6.17) удельный расход тепла на производство электроэнергии для турбогенераторной установки [кДж/(кВт·ч)]

$$q_a, \text{ тэц} = d(i_0 - i_{п.в}) - \frac{3600 \sum_1^k D_{п,j}(i_{п,j} - i_{о.к,j})}{N_a}. \quad (6.44)$$

При одном регулируемом отборе

$$q_a, \text{ тэц} = d(i_0 - i_{п.в}) - d_{п}(i_{п} - i_{о.к}), \quad (6.45)$$

где $d_{п}$ [кг/(кВт·ч)] определяется выражением

$$d_{п} = 3600 D_{п}/N_a. \quad (6.46)$$

Электрический КПД по производству электроэнергии для ТЭЦ

$$\eta_a, \text{ тэц} = 3600/q_a, \text{ тэц}, \quad (6.47)$$

где $q_a, \text{ тэц}$ определяется по уравнению (6.44).

Располагая значениями КПД и удельных расходов тепла для турбогенераторной установки КЭС или ТЭЦ, легко установить эти значения для электростанции в целом и определить удельный расход условного топлива (см. гл. 3). Показатели тепловой экономичности по производству тепла рассчитываются непосредственно по формулам, приведенным в гл. 3.

Из сопоставления уравнений (6.27) и (3.43) с учетом соотношения (6.30) видно, что Q_0 , тэц может быть представлена в виде

$$Q_0, \text{ тэц} = DH_{п} + D \left(1 - \sum_1^z \alpha_{i,p} - \sum_1^k \alpha_{j, тп} \right) q_k, \quad (6.48)$$

где q_k — количество тепла, теряемое 1 кг пара в конденсаторе. Из этого следует, что $q_a, \text{ тэц}$ определяется также зависимостью

$$q_a, \text{ тэц} = \frac{3600}{\eta_m \eta_r} + 3600 \frac{1 - \sum_1^z \alpha_{i,p} - \sum_1^k \alpha_{j, тп}}{\eta_m \eta_r} \frac{q_k}{H_{п}}. \quad (6.49)$$

Для конденсационных установок эта зависимость имеет вид

$$q_a = \frac{3600}{\eta_m \eta_r} + 3600 \frac{1 - \sum_1^z \alpha_{i,p}}{\eta_m \eta_r} \frac{q_k}{H_{п}}. \quad (6.50)$$

Для турбин насыщенного пара в этих уравнениях сумма $\sum_1^z \alpha_{i,p}$ включает в себя, конечно, и величину α_c .

Из уравнения (6.50) видно, что удельный расход тепла q_a зависит главным образом от отношения $q_k/H_{п}$. Чем выше начальные параметры, меньше потери в турбине и ниже p_k (до определенных значений, см. § 4.4), тем больше эквивалентное приведенное теплопадение $H_{п}$, меньше отношение $q_k/H_{п}$ (так как q_k изменяется незначительно) и меньше удельный расход тепла на производство электроэнергии. С увеличением начальных параметров возрастает также количество пара, от-

бираемого на регенерацию (увеличивается $\sum_1^z \alpha_{i,p}$), что оказывает дополнительное положительное влияние на показатели тепловой экономичности станции. На ТЭЦ влияние параметров и степени совершенства рабочего процесса пара в турбине качественно такое же, однако количественно оно проявляется тем в меньшей степени, чем больше общий расход пара $D_{тп}$, направляемого потребителю тепла (больше $\sum_1^k \alpha_{j,тп}$). Когда

$$1 - \sum_1^z \alpha_{i,p} - \sum_1^k \alpha_{j, тп} = 0, \quad (6.51)$$

т. е. общий расход $D_{тп}$ достигает значений, при которых в конденсатор пар уже не поступает ($D_k = 0$, турбина с противодавлением),

удельный расход тепла $q_{э, тэц}$ зависит лишь от механических потерь и потерь в генераторе, а $q_{э, тэц} = 3600 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.

В этих условиях внутренний абсолютный КПД по производству электроэнергии $\eta_{э, тэц} = 1$, а электрический КПД $\eta_{э, тэц} = \eta_m \eta_r$ [см. уравнение (3.45)]. Таким образом, на паротурбинных установках с противодавлением при принятом методе разделения общего расхода тепла Q_0 на части, относимые на производство электроэнергии $Q_{э, тэц}$ и производство тепла $Q_{тп}/\eta_{тп}$, КПД по производству электроэнергии не характеризует экономичность цикла. Такой результат получился потому, что разность между Q_0 и $Q_{тп}/\eta_{тп}$ при отсутствии потерь в холодном источнике всегда равна внутренней работе пара при мощности N_i .

Между тем, чем выше выработка электроэнергии при том же количестве тепла, отданного потребителю, тем меньше электроэнергии можно вырабатывать на других агрегатах при той же мощности станции или системы и тем ниже общий расход топлива. Поэтому совершенство паротурбинных установок с противодавлением характеризуется удельной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении ε (см. § 3.2). Этот показатель применяется также на установках с регулируемы отборами пара для характеристики работы потока пара, направляемого потребителю.

Для установок с противодавлением в соответствии с зависимостью (3.46) удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении (кВт·ч/кДж)

$$\varepsilon = \frac{N_{i, тп}}{3600 (Q_{тп}/\eta_{тп})} \eta_m \eta_r \quad (6.52)$$

или, выразив ε в кВт·ч/ГДж, получим

$$\varepsilon = \frac{10^6}{3600} \frac{N_{i, тп}}{Q_{тп}} \eta_{тп} \eta_m \eta_r = 280 \frac{N_{i, тп}}{Q_{тп}} \eta_{тп} \eta_m \eta_r \quad (6.53)$$

Формула (6.53) приводится к зависимости (кВт·ч/ГДж)

$$\varepsilon = 280 \frac{H_{п} \eta_m \eta_r}{\left(1 - \sum_i \alpha_i\right) (i_{п} - i_{0,к})} \quad (6.54)$$

которая для условий, когда турбина с противодавлением не имеет отборов на регенеративный подогрев питательной воды, принимает вид

$$\varepsilon = 280 [(i_0 - i_{ш}) / (i_{п} - i_{0,к})] \eta_m \eta_r \quad (6.55)$$

Эта формула действительна также для потока, направляемого потребителю из отбора.

Следует обратить внимание на то, что для установок с противодавлением и регенеративным подогревом питательной воды удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении определяется по теплу, отдаваемому лишь тепловому потребителю. При таком методе определения ε применение регенеративного подогрева приводит к повышению этой величины. Если отнести выработанную электрическую энер-

гию при мощности $N_{э, тп}$ ко всему теплу, отведенному к потребителю и в отборы, то значение ε уменьшится. Так как регенерация в условиях, когда потребитель тепла обеспечивается им полностью, приводит к дальнейшему увеличению выработки электроэнергии, то очевидно, что при таком методе расчета этот показатель не отразит положительно-го влияния регенеративного подогрева и не будет стимулировать развитие регенеративного подогрева на паротурбинных установках с противодавлением.

Зависимость (6.53) может быть приведена к виду

$$\varepsilon = 280 \frac{\eta_{э, абс}}{1 - \eta_{э, абс}} \eta_m \eta_r = 280 \frac{\eta_{э, абс}}{1 - \eta_{э, абс}} \quad (6.56)$$

где $\eta_{э, абс} = N_{э, тп}/Q_0$; $\eta_{э, абс} = N_{э, тп}/Q_0$.

Из формулы (6.56) видно, что удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении непосредственно зависит от абсолютного значения электрического КПД $\eta_{э, абс}$. Чем выше начальные параметры, более развита регенеративная система и более совершенна схема турбогенераторной установки, тем больше значения $\eta_{э, абс}$ и при том же количестве тепла, отдаваемого потребителю, вырабатывается больше электроэнергии. Для конденсационной установки $\eta_{э, абс}$ имеет более высокие значения, чем для установок с отборами пара к потребителю тепла (при прочих равных условиях). С увеличением количества тепла, отдаваемого потребителю, $\eta_{э, абс}$ уменьшается. Все это показывает, что этот КПД не характеризует тепловую экономичность ТЭЦ.

6.3. СРАВНЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ПАРОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

Экономичность ТЭЦ по выработке электроэнергии и тепла может сопоставляться с экономичностью отдельной установки. При этом, конечно, сравнение следует проводить при одних и тех же значениях электрической мощности установок и равных отпусков тепловой энергии потребителю. Кроме того, интерес представляет также сопоставление экономичности выработки одной лишь электрической энергии на ТЭЦ и конденсационной электростанции.

Конечно, заключение об экономичности установки может быть сделано только по показателям общей экономичности (см. § 3.3), однако для определения этих показателей наряду со стоимостными данными необходимо всегда располагать показателями тепловой экономичности, а при сравнении различных энергетических установок сопоставлять эти показатели.

Ранее было установлено (см. § 5.1), что зависимость между КПД простейшей конденсационной установки и КПД установки, имеющей отборы пара на регенерацию и к потребителю тепла, выражается уравнением

$$\eta_{э, тэц} = \eta_{э, к} \frac{1 + A_p + A_{тп}}{1 + \eta_{и, к} (A_p + A_{тп})} \quad ,$$

где

$$A_{тп} = \frac{\sum_{j=1}^m \alpha_{п, j} (i_0 - i_{п, j})}{\alpha_{к} (i_0 - i_{к}^H)} \quad ,$$

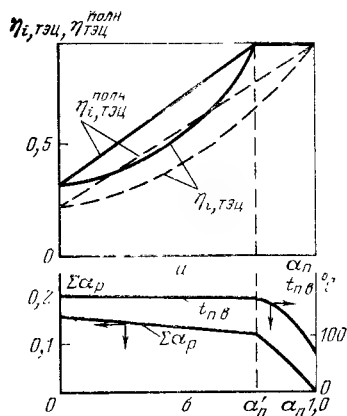


Рис. 6.1. Зависимость КПД для ТЭЦ (а) и зависимости значений температуры питательной воды и относительного общего расхода пара на регенерацию (б) от расхода пара тепловому потребителю.

(Прямые линии — $\eta_{i, \text{ТЭЦ}}^{\text{полн}} = f(\alpha_{\text{п}})$; вогнутые — $\eta_{i, \text{ТЭЦ}} = f(\alpha_{\text{п}})$).

Из этой зависимости видно, что КПД по производству электроэнергии на ТЭЦ всегда выше КПД конденсационной установки, работающей в том же диапазоне параметров при таком же, как и на комбинированной установке, рабочем процессе пара в турбине. При этом чем выше энергетический коэффициент $A_{\text{ТП}}$, тем больше $\eta_{i, \text{ТЭЦ}}$ отличается от

$\eta_{i, \text{к}}$. Когда $\alpha_{\text{к}} \rightarrow 0$, энергетический коэффициент $A_{\text{ТП}} \rightarrow \infty$ и внутренний абсолютный КПД по производству электроэнергии $\eta_{i, \text{ТЭЦ}} \rightarrow 1$ (турбина с противодавлением). На рис. 6.1 приведены типичные кривые изменения $\eta_{i, \text{ТЭЦ}}$ в зависимости от $\alpha_{\text{п}}$ при одном отборе к потребителю тепла. Пунктирная линия характеризует изменение $\eta_{i, \text{ТЭЦ}} = f(\alpha_{\text{п}})$ для установки без регенеративного подогрева питательной воды, сплошная линия — то же для установки с регенерацией. При наличии регенеративного подогрева $\eta_{i, \text{ТЭЦ}}$ достигает максимального значения ($\eta_{i, \text{ТЭЦ}} = 1$), когда сумма расходов во всех отборах становится равной полному расходу пара на турбину, т. е. когда устанавливается равенство

$$\sum_1^z \alpha_{\text{р}, i} + \alpha_{\text{п}} = 1. \quad (6.57)$$

С дальнейшим увеличением $\alpha_{\text{п}}$ расход пара на регенерацию уменьшается, и когда весь пар отпускается потребителю ($\alpha_{\text{п}} = 1$), регенеративный подогрев воды отсутствует ($\sum_1^z \alpha_{\text{р}, i} = 0$). Во всем диапазоне измене-

ний $\alpha_{\text{п}}$ от $\alpha_{\text{п}}' = 1 - \sum_1^z \alpha_{\text{р}, i}$ когда $t_{\text{п.в}}$ остается еще неизменной, до $\alpha_{\text{п}} = 1$ турбина работает с противодавлением. С увеличением $\alpha_{\text{п}}$ здесь температура питательной воды падает.

Следует также обратить внимание на то, что до значения $\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{п}}'$ с увеличением доли пара, поступающего к потребителю, $\sum_1^z \alpha_{\text{р}, i}$ также несколько уменьшается. Однако это связано не с тем, что не хватает пара на регенерацию (как в диапазоне значений от $\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{п}}'$ до $\alpha_{\text{п}} = 1$), а с тем, что доля обратного конденсата в питательной воде (образующейся из конденсата турбины, регенеративных подогревателей и обратного конденсата) все более возрастает. Между тем температура обратного конденсата $t_{\text{о.к}}$ обычно значительно выше температуры конденсата турбин $t_{\text{к}}$.

Для общей оценки использования тепла на электростанциях, вырабатывающих электрическую и тепловую энергию, для контроля правильности баланса тепла, а также при сопоставлении различных решений иногда применяют также *полный КПД турбогенераторной установки* $\eta_{\text{э, ТЭЦ}}^{\text{полн}}$ и *полный КПД ТЭЦ* $\eta_{\text{ст, ТЭЦ}}^{\text{полн}}$. Эти КПД определяются из следующих выражений:

$$\eta_{\text{э, ТЭЦ}}^{\text{полн}} = (N_{\text{э}} + Q_{\text{ТП}}) / Q_{\text{о}}; \quad (6.58)$$

$$\eta_{\text{ст, ТЭЦ}}^{\text{полн}} = (N_{\text{э}} + Q_{\text{ТП}}) / Q_{\text{ст}}. \quad (6.59)$$

Очевидно, что

$$\eta_{\text{ст, ТЭЦ}}^{\text{полн}} = \eta_{\text{пот}}^{\text{полн}} \eta_{\text{э, ТЭЦ}}^{\text{полн}}. \quad (6.60)$$

Коэффициенты $\eta_{\text{э, ТЭЦ}}^{\text{полн}}$ и $\eta_{\text{ст, ТЭЦ}}^{\text{полн}}$ не характеризуют тепловую экономичность процесса производства тепла и электроэнергии. При отпуске тепла через РОУ значение полного КПД возрастает, хотя очевидно, что это нецелесообразно, так как при комбинированном процессе на том же тепле можно выработать определенное количество электроэнергии. Однако при одних и тех же значениях $N_{\text{э}}$ и $Q_{\text{ТП}}$ процесс в тепловом отношении более экономичен, если ему соответствуют большие значения полных КПД.

Типичные зависимости изменения $\eta_{i, \text{ТЭЦ}}$ и $\eta_{i, \text{ТЭЦ}}^{\text{полн}}$ от $\alpha_{\text{п}}$ приведены на рис. 6.1. При $\alpha_{\text{п}} = 0$ полный КПД $\eta_{i, \text{ТЭЦ}}^{\text{полн}}$ (так же, как $\eta_{i, \text{ТЭЦ}}$) равен КПД конденсационной установки; в диапазоне значений от $\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{п}}'$ до $\alpha_{\text{п}} = 1$, когда $\alpha_{\text{к}} = 0$, часть подводимого к установке тепла идет на выполнение внутренней работы, а остальное тепло передается потребителю. Потеря в холодном источнике нет и $\eta_{i, \text{ТЭЦ}}^{\text{полн}} = 1$ (так же, как $\eta_{i, \text{ТЭЦ}}$ в этих условиях).

Сравнение тепловой экономичности ТЭЦ и отдельной установки можно провести, сопоставив значения полного КПД. Так как при сравнении $N_{\text{э}}$ и $Q_{\text{ТП}}$ для обоих типов установок следует принять одинаковыми, то очевидно, что $\eta_{\text{ст, ТЭЦ}}^{\text{полн}}$ выше в случае, когда расход тепла по станции $Q_{\text{ст}}$ ниже.

Общий расход тепла на отдельной установке

$$Q_{\text{ст, р.у}} = (N_{\text{э}} / \eta_{\text{э}} \eta_{\text{пот}}) + (Q_{\text{ТП}} / \eta_{\text{ТП}} \eta_{\text{пот}}), \quad (6.61)$$

а для ТЭЦ

$$Q_{\text{ст, ТЭЦ}} = (N_{\text{э}} / \eta_{\text{э, ТЭЦ}} \eta_{\text{пот}}) + (Q_{\text{ТП}} / \eta_{\text{ТП}} \eta_{\text{пот}}). \quad (6.62)$$

При одних и тех же потерях в отдельных элементах установки (при равных значениях $\eta_{\text{пот}})$ $Q_{\text{ст, р.у}} > Q_{\text{ст, ТЭЦ}}$, так как электрический КПД по производству электроэнергии на ТЭЦ $\eta_{\text{э, ТЭЦ}}$ всегда выше электрического КПД конденсационной установки $\eta_{\text{э}}$. Следовательно, тепловая экономичность ТЭЦ всегда выше, чем тепловая экономичность отдельной установки.

Экономия топлива, рассчитанная на 1 кВт·ч выработанной энергии [кг/(кВт·ч)],

$$\Delta b = 3600 (\Delta Q / Q_{\text{р}}^{\text{н}} N_{\text{э}}), \quad (6.63)$$

где $\Delta Q = Q_{\text{ст, р.у}} - Q_{\text{ст, ТЭЦ}}$.

Если при производстве каждого 1 кВт·ч энергии экономится $\Delta b'$ кг условного топлива, а на 1 ГДж тепла, отданного потребителю, вырабатывается ε кВт·ч электроэнергии, то экономия, рассчитанная на 1 ГДж отданного потребителю тепла (кг/ГДж), определится как

$$\Delta b = \varepsilon \Delta b', \quad (6.64)$$

или, учитывая, что $\Delta b' = b_{y,к} - b_{y,тэц}$, получаем

$$\Delta b = \varepsilon (b_{y,к} - b_{y,тэц}), \quad (6.65)$$

где $b_{y,к}$ — удельный расход условного топлива на конденсационной турбине раздельной установки; $b_{y,тэц}$ — удельный расход условного топлива на производство электроэнергии на ТЭЦ.

Если установки работают на ядерном топливе, то экономия его определяется по той же формуле, но в расчет вводятся удельные расходы ядерного топлива на конденсационной установке $b_{я,т}$ и на производство электроэнергии на ТЭЦ $b_{я,т,тэц}$.

Глава 7

ОТПУСК ТЕПЛА С ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ ТЕПЛОВОМУ ПОТРЕБИТЕЛЮ

7.1. ОТПУСК ТЕПЛА ПРОМЫШЛЕННЫМ ПРЕДПРИЯТИЯМ НА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ НУЖДЫ

Тепло на технологические нужды подается потребителю обычно с паром, отбираемым либо непосредственно от паротурбинной установки (из производственного отбора или из потока отработавшего пара турбин с противодавлением), либо от специальных аппаратов, называемых *паропреобразователями*. В схемах с паропреобразователями отбираемый от турбины пар конденсируется в греющих элементах этих аппаратов, а образовавшийся конденсат возвращается в систему регенеративного подогрева питательной воды станции. Потребителю тепла при этом подается вторичный пар, который генерируется в паропреобразователе из поступающей в него химически обработанной воды.

Если давление пара, подаваемого на технологические нужды, равно $p_{пп}$, а давление в отборе $p_{отб}$, то для того чтобы создать в греющих элементах паропреобразователя необходимый температурный перепад $\Delta t_{пп}$ должно быть $p_{отб} > p_{пп}$ и, следовательно, такая схема связана с недовыработкой электроэнергии. Однако при этом на электростанции сохраняется весь конденсат, образовавшийся из пара, отведенного от отборов турбины к паропреобразователям.

Уменьшение электрической мощности установки при работе по схеме с паропреобразователем по сравнению со схемой, при которой

пар отводится к потребителю непосредственно от отбора, определяется выражением (кВт)

$$\Delta N_{\varepsilon} = D_{пп} (i_{отб} - i_{пп}) \eta_{м} \eta_{г}, \quad (7.1)$$

где $D_{пп}$ — производительность паропреобразователей, кг/с; $i_{отб}$, $i_{пп}$ — соответственно энтальпия пара в отборе и после паропреобразователя, кДж/кг.

Когда промышленный потребитель возвращает весь образовавшийся у него конденсат, применять паропреобразователи, конечно, не имеет смысла. Однако нередко большая часть конденсата теряется у потребителя или возвращаемый обратный конденсат не пригоден для питания котлов или ПГ электростанции.

Когда имеются большие потери пара и конденсата у промышленного потребителя тепла, можно либо возместить эти потери обессоленной водой (получаемой термическим или химическим методом), либо направлять пар к потребителю от паропреобразователей. В схеме с паропреобразователями внешние потери на балансе пара и конденсата непосредственно на электростанции не отражаются. Загрязненный обратный конденсат либо очищают химическими методами, либо используют в качестве питательной воды паропреобразователей. Таким образом, при проектировании паротурбинной установки с отпуском тепла на технологические нужды имеется возможность применить схему, по которой пар отпускается непосредственно от отбора турбины, а потери его восстанавливаются одним из названных методов, либо подавать пар потребителю от паропреобразователей.

Очевидно, что выбор той или иной схемы может быть проведен по данным технико-экономических расчетов. При этом всегда следует иметь в виду, что при термическом методе подготовки добавочной воды дистиллят, полученный на испарителях, включенных в систему регенеративного подогрева питательной воды по применяющейся в настоящее время схеме (без потерь тепловой экономичности, см. гл. 9), дешевле конденсата, сохраненного в системе электростанции с помощью паропреобразователей, так как производство дистиллята испарителями в этом случае не связано с недовыработкой электроэнергии. Однако таким путем можно получить ограниченное количество дистиллята, которым обычно компенсируют лишь внутренние потери электростанции. Когда наряду с внутренними имеются внешние потери, в схеме с паропреобразователями производительность их $D_{пп}$ не должна превышать общих потерь пара и конденсата. При этом, если имеется возможность восстанавливать внутренние потери с помощью испарителей, включенных в систему регенеративного подогрева воды, ею следует воспользоваться.

Производительность паропреобразователей $D_{пп}$ в этом случае будет равна внешним потерям $D_{внеш}$. Когда испарители не устанавливаются, $D_{пп} = D_{вн} + D_{вн,ш}$. В последнем случае можно также часть вторичного пара паропреобразователей (компенсирующую внутренние потери $D_{вн}$) конденсировать на поверхностях, включенных в систему регенеративного подогрева питательной воды ПГ (котельных установок) по схеме без потерь тепловой экономичности.

[illegible]

в деаэратор питательной воды котлов (ПГ). Позиции 7 и 9 на рисунке — охладитель продувки и подогреватель питательной воды паропреобразователя.

96

Diagram 'a' shows a condenser system with two pumps (СП-1, СП-2) and a pump (ПВК). The condenser (К) is connected to a turbine (ТК). The system includes labels for steam flow (От отборов турбины), condensate flow (Отвод конденсата), and temperatures ($t_{л.м}$, $t_{о.м}$).

Diagram 'б' shows a condenser system with two pumps (ПП, ОП) and a pump (ОД). The condenser is connected to a turbine (ТП). The system includes labels for steam flow (От отборов турбины), condensate flow (Отвод конденсата), and temperatures ($t_{л.м}$, $t_{о.м}$).

на температурных режимах обогреваемых помещений. При обогреве помещения горячей водой легче поддерживать умеренную температуру отопительных батарей (до 90—95°C).

4 зак. 988

когда количество отбираемого из отборов пара недостаточно для покрытия всей тепловой нагрузки. При включенном теплофикационном пучке конденсатора техническая вода к конденсатору не подводится и теплофикационная установка работает без потерь в холодном источнике. Вакуум при этом, конечно, понижается.

В летний период сетевая вода подогревается только в сетевом подогревателе нижней ступени. На многих установках имеется один теплофикационный отбор (рис. 7.2, б). Пар от этого отбора с давлением 0,12—0,24 МПа (на некоторых турбинах давление изменяется в пределах 0,07—0,24 МПа) отводится к основному подогревателю сетевой установки. Дополнительный подогрев сетевой воды (в холодные дни отопительного сезона) может проводиться в пиковом подогревателе, пар к которому подводится от РОУ или от промышленных отборов турбины (если это не приведет к необходимости уменьшить расход пара на технологические нужды). На схеме, изображенной на рис. 7.2, б, наряду с основным и пиковым подогревателями показан также охладитель дренажа. Этот теплообменник имеется на сетевых установках, к которым подводится пар от регулируемого отбора установки среднего давления с деаэратором, который работает при давлении 0,12 МПа. При низкой температуре наружного воздуха давление в основном подогревателе поднимается до 0,24 МПа, а температура дренажа — до 125°С. Для обеспечения нормальной работы деаэратора в этих условиях дренаж необходимо охлаждать. Охлаждение дренажа сетевой водой не приводит к изменению тепловой экономичности ТЭЦ, так как из-за некоторого подогрева сетевой воды в охладителе дренажа расход пара в основной подогреватель уменьшается, а расход пара на деаэратор в равной мере увеличивается.

На установках с деаэратором, работающим при 0,6 МПа и выше, охладитель дренажа не нужен.

Общее количество передаваемого сетевой водой потребителю тепла определяется выражением

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{б.н.}} \quad (7.2)$$

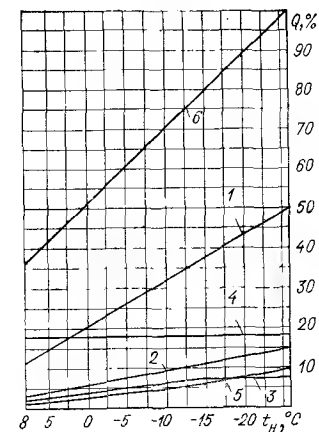
Расход тепла на отопление определяется потерями через наружные ограждения и инфильтрацией наружного воздуха через неплотности. Для жилых и общественных зданий коэффициент инфильтрации невелик (до 3—4 %) и расчеты по определению количества тепла, теряемого через неплотности, здесь не проводятся. Тепловые потери инфильтрацией промышленных зданий достигают 25—30% потерь вследствие теплопередачи и поэтому должны рассчитываться отдельно. При определении количества тепла для отопления промышленных зданий необходимо учесть также внутренние тепловыделения (т. е. тепло, выделяемое тепловыми и силовыми установками). Тепло, теряемое зданием, можно определить по формуле (кДж/с)

$$Q = \chi_0 V (t_{\text{ц}} - t_{\text{н}}), \quad (7.3)$$

где χ_0 — отопительная характеристика здания, кДж/(с·м³·°С); $t_{\text{ц}}$ и $t_{\text{н}}$ — температура внутри помещения и снаружи соответственно, °С;

Рис. 7.3. Графики тепловых нагрузок.

1 и 2 — отопительная нагрузка соответственно жилых и промышленных помещений; 3 — вентиляционная нагрузка; 4 — нагрузка горячего водоснабжения; 5 — тепловые потери; 6 — суммарная нагрузка.



V — объем здания, вычисленный по наружным размерам, м³. В этой зависимости отопительная характеристика χ_0 численно равна потерям тепла через наружные ограждения здания в единицу времени при разности температур внутри помещения и снаружи в 1°С, отнесенным к 1 м³ объема здания, рассчитанного по наружным размерам. Для жилых зданий отопительной характеристикой учитывается также инфильтрация и расход тепла на вентиляцию (если здание не имеет специальной приточной системы и $Q_{\text{в}}$ не превышает 5—10% расхода тепла на отопление). Расходы тепла на вентиляцию производственных зданий, а также помещений общественных и культурных учреждений рассчитывают отдельно.

На рис. 7.3 приведены зависимости $Q_{\text{от}}$, $Q_{\text{в}}$ и $Q_{\text{б.н.}}$, а также тепловые потери $Q_{\text{пот}}$ и общий расход тепла $Q_{\text{общ}}$ от температуры наружного воздуха применительно к району, обслуживаемому одной из ТЭЦ Мосэнерго. Как и обычно, расход тепла на отопление и вентиляцию зависит от $t_{\text{н}}$ линейно. Среднесуточный расход тепла на бытовые нужды (горячее водоснабжение) практически не зависит от температуры наружного воздуха.

В соответствии с формулой (7.3) отопительная нагрузка максимальна при низшей температуре наружного воздуха $t_{\text{н, мин}}$ и равна нулю, когда $t_{\text{н}} = t_{\text{н. мин}}$. Температуру $t_{\text{н, мин}}$, по которой рассчитывают максимальную отопительную нагрузку $Q_{\text{от}}$, называют *низшей расчетной температурой наружного воздуха*. Эта температура принимается равной средней температуре наиболее холодных пятидневок из восьми лет за 50-летний период [51].

Расход тепла на вентиляцию также зависит от разности температур в помещении и снаружи. Однако при выборе низшей температуры $t_{\text{н, мин}}$, на которую рассчитывается установка, исходят из того, что в наиболее холодные дни возможно некоторое снижение кратности обмена воздуха в вентилируемых помещениях. Поэтому значение $t_{\text{н, мин}}$ для всех помещений (за исключением тех, в которых вентиляция рассчитывается с учетом имеющихся вредных выделений) выше низшей расчетной температуры для отопления $t_{\text{н, мин}}$. Для температур наружного воздуха ниже этого значения $Q_{\text{в}}$ принимается постоянной (см. рис. 7.3, кривая 3).

По принятым в Советском Союзе строительным нормам и правилам $t_{\text{н, мин}}$ определяется как средняя температура наиболее холодного периода, составляющего 15% продолжительности отопительного периода, в наиболее холодные годы [51, 56].

Расчетные температуры $t_{п, мин}$ и $t_{н, мин}^B$ для некоторых городов Советского Союза имеют следующие значения:

Город	$t_{н, мин},$ °C	$t_{н, мин}^B,$ °C	Город	$t_{п, мин},$ °C	$t_{н, мин}^B,$ °C
Архангельск	—32	—19	Свердловск	—31	—20
Баку	—4	+1	Тбилиси	—7	0
Ленинград	—25	—11	Новосибирск	—39	—24
Москва	—25	—14	Томск	—40	—25

Отопление жилых и общественных зданий следует включать, когда среднесуточная температура наружного воздуха снижается до $+8^\circ\text{C}$ и держится на этом уровне в течение трех суток. Когда среднесуточная температура принимает устойчивое значение $+8^\circ\text{C}$ и выше, отопительный сезон заканчивается.

Начало и конец отопительного сезона для промышленных зданий устанавливается при t_n , для которой тепловые потери здания равны внутреннему тепловыделению. В связи с тем, что максимальная вентиляционная нагрузка устанавливается при более высокой температуре наружного воздуха, чем максимальная отопительная нагрузка, а длительность отопительного сезона для промышленных зданий часто меньше, чем для жилых и общественных зданий, график суммарного расхода тепла на отопление, вентиляцию и бытовые нужды может иметь два перелома — при температуре начала и конца отопительной нагрузки промышленных помещений и когда $t_n = t_{н, мин}^B$.

Общее количество тепла, отданное сетевой водой, определяется зависимостью (кДж/ч)

$$Q_{общ} = G_B (i_{п.м} - i_{о.м}) 10^3, \quad (7.4)$$

где G_B — расход сетевой воды, т/ч; $i_{п.м}$, $i_{о.м}$ — энтальпия воды соответственно в подающей и обратной магистралях, кДж/кг.

Как видно из этого уравнения, чем выше температура воды в подающей магистрали $t_{п.м}$, тем требуется меньший расход ее G_B при тех же значениях $Q_{общ}$ и $i_{о.м}$ (температуре воды в обратной магистрали). Значение $t_{п.м}$, принимаемое при расчетной температуре наружного воздуха $t_{н, мин}$, определяет необходимое наиболее высокое значение G_B . Чем выше эта температура, тем ниже G_B и капиталовложения в тепловую сеть $K_{т.с}$. Однако при этом возрастает давление в регулируемом отборе и уменьшается удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении. В городских сетях максимальная температура воды $t_{в, макс}$ принимается в настоящее время (по результатам технико-экономических расчетов) равной 150°C , а обратной сетевой воды 70°C (при $t_{н, мин}$). Для тепловых сетей небольшой протяженности $t_{в, макс} = 130^\circ\text{C}$, а для пригородных ТЭЦ при большой длине магистралей тепловой сети $t_{в, макс}$ повышается до 180°C .

По санитарным нормам в отопительные приборы должна направляться вода, температура которой не превышает 95°C . Для того чтобы выдержать это требование при всех температурных режимах работы те-

пловой сети, на отводах воды от подающих магистралей к тепловым потребителям (абонентных вводах) или в центральных тепловых пунктах (ЦТП) устанавливаются смесительные устройства.

Эти устройства подмешивают к горячей воде, поступающей из подающей магистрали, охлажденную воду из обратных линий. Схемы присоединения отопительных линий со смесительными устройствами к прямой и обратной магистралям тепловой сети показаны на рис. 7.4. Схемы, приведенные на рис. 7.4, а и б, называют *зависимыми*, а схему на рис. 7.4, в, — *независимой*. При зависимых схемах давление в абонентной установке всецело определяется давлением в тепловой сети p_c ; при независимой схеме оно устанавливается в требуемых пределах вне зависимости от значения p_c и может быть заметно ниже p_c .

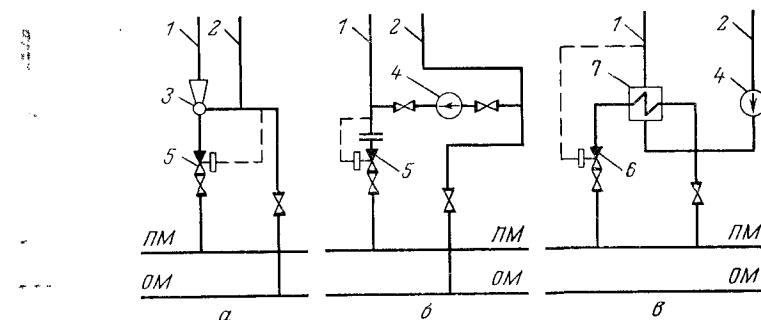


Рис. 7.4. Присоединение отопительных линий к магистралям тепловой сети: схема со струйным насосом (элеватором) (а), зависимая схема с центробежным насосом (б) и независимая схема с центробежным насосом (в).

1 — к отопительным устройствам; 2 — вода из обратных линий; 3 — струйный насос (элеватор); 4 — центробежный насос; 5 — регулятор расхода; 6 — регулятор температуры; 7 — теплообменник; ПМ — подающая магистраль; ОМ — обратная магистраль.

Оборудование абонентного ввода при зависимых схемах (как видно из рис. 7.4) проще и дешевле. Кроме того, в таких схемах можно использовать больший перепад температур сетевой воды, вследствие чего уменьшаются сечения трубопроводов, а следовательно, и капитальные затраты. Однако не всегда эти схемы являются достаточно надежными.

Допустимое давление в широко применяемых чугунных отопительных приборах (радиаторах) $p_{доп} \leq 0,6$ МПа. В городских сетях при большой протяженности линий, высоких и разнородных тепловых нагрузках трудно обеспечить, чтобы при всех режимах $p_c < p_{доп}$, поэтому здесь часто применяются независимые схемы присоединения отопительных линий к магистралям тепловой сети.

Тепло на бытовые нужды (горячее водоснабжение) может подаваться с водой, поступающей к потребителю из тепловой сети, и с предварительно нагретой водопроводной водой. Когда горячее водоснабжение осуществляется сетевой водой, схему называют *открытой*; горячее водоснабжение предварительно нагретой водопроводной водой осуществляется по *закрытым* схемам.

На рис. 7.5 приведены схемы подвода тепла на отопление, вентиляцию и бытовые нужды, при которых горячее водоснабжение проводится сетевой водой. При этом сетевая вода забирается из подающей и обратной магистралей или только из одной магистрали, если температура воды в ней равна 60—70° С. Чтобы исключить возможность перетекания горячей воды из подающей линии в отводящую, на трубопроводе, подводящем охлажденную в отопительных устройствах воду к смесителю, устанавливается обратный клапан.

По схеме, изображенной на рис. 7.5, а, подача тепла в систему горячего водоснабжения и в отопительную систему (на отопление и венти-

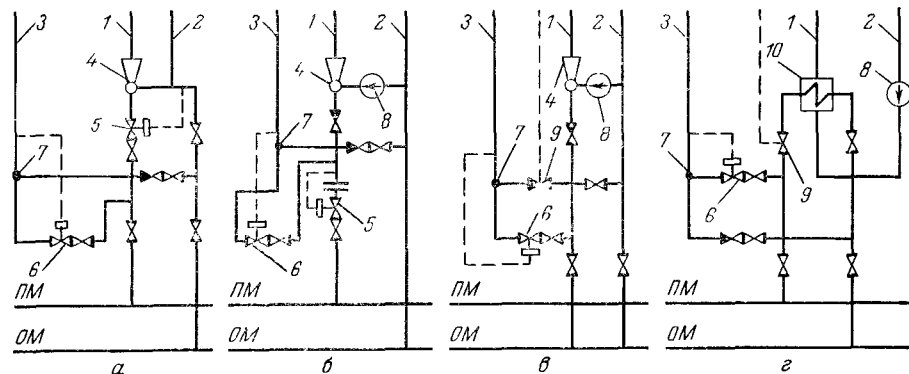


Рис. 7.5. Подвод тепла на отопление, вентиляцию и бытовые нужды для открытой схемы горячего водоснабжения при независимом распределении сетевой воды (несвязанное регулирование) (а), зависимом распределении воды (связанное регулирование) (б); зависимой (в) и независимой (г) схемах с регулированием отопительной нагрузки по температуре воздуха отапливаемых помещений. 1 — к отопительным устройствам; 2 — вода из обратных линий; 3 — на горячее водоснабжение; 4 — элеватор; 5 — регулятор расхода; 6 — регулятор температуры воды; 7 — смеситель; 8 — насос; 9 — регулятор температуры отапливаемых помещений; 10 — теплообменник.

ляции) проводится по параллельным контурам независимо друг от друга. Расход сетевой воды из подающей магистрали в этом случае равен сумме расходов воды в отопительную систему $G_{от,в}$ и систему горячего водоснабжения $G_{б.н.}$. Расход воды на отопление и вентиляцию обычно поддерживается постоянным посредством регулирования расхода, а расход на бытовые нужды изменяется от нуля до некоторого (максимального) значения, которое устанавливается при наибольшей тепловой нагрузке на бытовые нужды и минимальной температуре воды в подающей линии. Таким образом, максимальный расход сетевой воды (расход, на который рассчитывается линия) здесь окажется равным сумме $G_{от,в} + G_{б.н., макс.}$. Эта величина может быть снижена, если выровнять нагрузку горячего водоснабжения с помощью аккумуляторов. Однако в жилых зданиях схемы с аккумуляторами горячей воды не применяются, так как это привело бы к усложнению и удорожанию установок.

Максимальный расход воды понижается, когда применяется схема, представленная на рис. 7.5, б. Здесь регулятор расхода устанавливается на линии ввода сетевой воды на обе установки (отопительную и горячего водоснабжения). Поэтому в период повышенного расхода горячей воды у тепловых потребителей расход тепла на отопление и вентиляцию понижается, однако в часы, когда потребление воды падает или даже полностью прекращается, вся сетевая вода или часть ее из абонентного ввода направляется в систему отопления. Схемы с параллельным (независимым) распределением воды на бытовые нужды и отопление принято называть схемами с *несвязанным регулированием* (рис. 7.5, а). Когда общий расход сетевой воды на отопление, вентиляцию и бытовые нужды поддерживается постоянным, изменение расхода воды на бытовые нужды отражается на величине $G_{от,в}$, поэтому такие схемы называют схемами со *связанным регулированием*. В схемах со связанным регулированием в качестве аккумуляторов, выравнивающих теплофикационную нагрузку потребителя, используются отапливаемые здания.

При повышенной гидравлической устойчивости тепловой сети и наличии горячего водоснабжения у большинства абонентов регулятор расхода в схеме рис. 7.5, б может не устанавливаться. Наряду с регулятором температуры, поддерживающим необходимую температуру воды в линии горячего водоснабжения, в схеме может быть установлен регулятор температуры отапливаемых помещений (рис. 7.5, в и г). В схемах, приведенных на рис. 7.5, а — в, присоединение отопительных линий к сетевым магистралям зависимое. При открытой схеме горячего водоснабжения подвод тепла на отопление и вентиляцию может проводиться также по независимой схеме (рис. 7.5, г).

На рис. 7.6 представлены схемы подвода тепла на отопление, вентиляцию и бытовые нужды при закрытой схеме горячего водоснабжения. Так же, как при открытых схемах, здесь применяются зависимая и независимая системы подвода тепла на отопление и вентиляцию. Подогрев водопроводной воды можно вести в одном теплообменнике сетевой водой из подающей магистрали тепловой сети (рис. 7.6, а, б) и в двух теплообменниках сетевой водой, отбираемой из подающей и обратной линий (рис. 7.6, в, г). В схемах с двумя теплообменниками вода, прошедшая отопительные батареи, дополнительно охлаждается в подогревателе первой ступени, и температура воды в обратной магистрали уменьшается. Это приводит к повышению тепловой экономичности ТЭЦ, так как выработка электроэнергии на тепловом потреблении возрастает.

В схеме с одним подогревателем водопроводной воды, приведенной на рис. 7.6, а, установка горячего водоснабжения подключена параллельно отопительным устройствам, распределение сетевой воды на отопление и в систему горячего водоснабжения проводится независимо друг от друга и поэтому общий расход сетевой воды здесь наиболее высокий. Когда применяется схема, изображенная на рис. 7.6, б, расход сетевой воды уменьшается. Здесь неизменным поддерживается весь расход сетевой воды (на отопление, вентиляцию и бытовые нужды), а в часы повышенного расхода тепла на бытовые нужды расход тепла на отопление и вентиляцию уменьшается. В часы, когда $Q_{б.н.}$ умень-

шается, в отопительные батареи поступает вода с более высокой температурой и расход тепла ($Q_{от} + Q_{в}$) возрастает.

В схемах с двумя теплообменниками, когда вторая ступень подогрева остается подключенной параллельно отопительным батареям (рис. 7.6, в), общий расход сетевой воды все же ниже, чем при аналогичной схеме отвода сетевой воды и одном подогревателе (рис. 7.6, а), так как в подогреватель второй ступени приходит водопроводная вода, уже частично подогретая сетевой водой из обратных линий (в первой ступени подогрева). Однако и здесь схема должна быть рассчитана по расходу воды при максимальной нагрузке горячего водоснабжения.

Расход сетевой воды может быть еще более понижен, если применить двухступенчатую схему подогрева, при которой общий расход сетевой воды поддерживается постоянным во всех режимах работы ус-

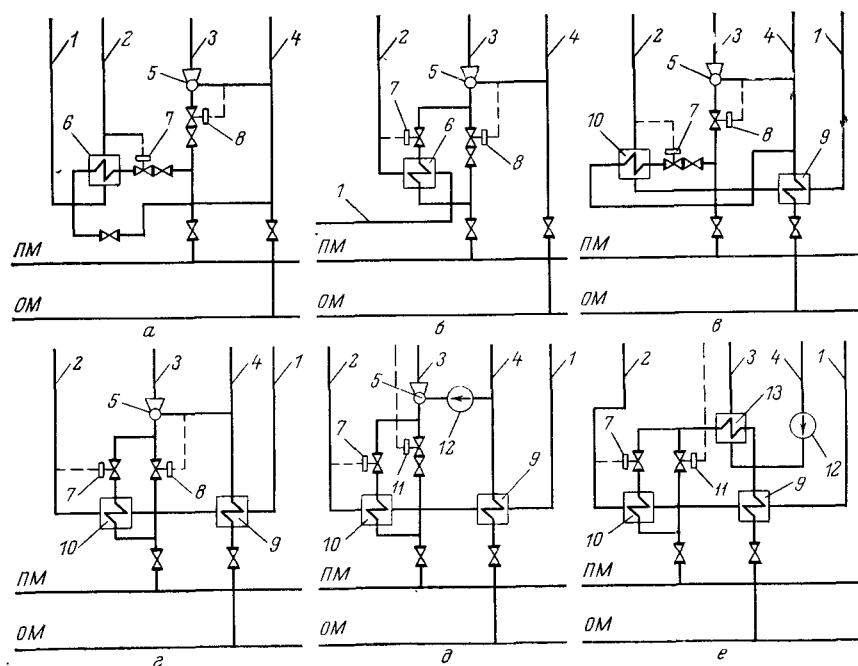


Рис. 7.6. Подвод тепла на отопление, вентиляцию и бытовые нужды для закрытой схемы горячего водоснабжения с одним подогревателем водопроводной воды, подключенным параллельно отопительным устройствам (а); с одним подогревателем и регулятором, поддерживающим постоянный общий расход воды на теплофикацию (б); с двумя подогревателями, когда вторая ступень подогрева подключена параллельно отопительным батареям (в); с двухступенчатым подогревом водопроводной воды при постоянном общем расходе сетевой воды (г) и зависимой (д) и независимой (е) схемах с регулированием отопительной нагрузки по температуре воздуха при закрытой системе горячего водоснабжения.

1 — из водопроводной линии; 2 — на горячее водоснабжение; 3 — к отопительным устройствам; 4 — вода из обратных линий; 5 — элеватор; 6 — подогреватель; 7 — регулятор температуры воды; 8 — регулятор расхода; 9 и 10 — подогреватель первой и второй ступеней; 11 — регулятор температуры отапливаемых помещений; 12 — насос; 13 — теплообменник.

тановки горячего водоснабжения (рис. 7.6, е). При такой схеме (так же, как при схеме, показанной на рис. 7.6, б) отапливаемые здания используются в качестве аккумуляторов, выравнивающих теплофикационную нагрузку, и в то же время большая часть тепла подводится к подогреваемой водопроводной воде от сетевой воды, охладившейся уже в отопительных батареях. Летом, когда отопительная установка отключена, сетевая вода поступает сначала в подогреватель второй ступени, а затем в подогреватель первой ступени (линии перепуска на схеме не показаны), откуда отводится в обратную магистраль тепловой сети.

Двухступенчатая схема подогрева водопроводной воды, приведенная на рис. 7.6, г, получила наибольшее распространение в городских тепловых сетях.

При закрытой схеме горячего водоснабжения в городских сетях применяются также установки, в которых расход сетевой воды в отопительную систему регулируется по температуре в отапливаемых помещениях. Так же, как при открытой схеме горячего водоснабжения, схемы таких установок могут быть зависимыми (рис. 7.6, д) и независимыми (рис. 7.6, е).

Основным достоинством закрытых схем горячего водоснабжения является то, что потребителю подается водопроводная вода. Преимуществом их является также то, что в сеть требуется подавать лишь небольшой добавок, компенсирующий утечки воды, которые обычно не превышают 1%. Однако эти схемы сложнее и для их осуществления требуются большие капиталовложения в абонентные установки. Кроме того, в летнее время температура воды в подающей магистрали должна быть выше, чем при работе по открытой схеме. Это приводит к некоторому уменьшению удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Серьезным недостатком этих схем является также то, что в ряде случаев для предупреждения коррозии и заметных отложений шлама необходимо применять специальную обработку водопроводной воды, что приводит к возрастанию стоимости установок и усложняет их эксплуатацию.

Температура воды, подаваемой тепловому потребителю при закрытых схемах горячего водоснабжения, обычно близка к 60°C . Поэтому, если вода имеет карбонатную жесткость $J_{\text{к}} < 2$ (мг·экв)/кг, накипь и шлам практически не образуются. Для воды с карбонатной жесткостью 2 (мг·экв)/кг $< J_{\text{к}} < 4$ (мг·экв)/кг скорость образования отложений зависит от концентрации хлоридов и сульфатов ($\text{Cl}^- + \text{SO}_4^{2-}$). При небольших концентрациях этих веществ на внутренних поверхностях подогревателей и трубопроводов образуются тонкие пленки накипи, которые практически не отражаются на условиях эксплуатации. Для воды с повышенным содержанием хлоридов и сульфатов, а также при 4 (мг·экв)/кг $< J_{\text{к}} < 6$ (мг·экв)/кг возможно интенсивное выделение шлама, вследствие чего в этих условиях необходимо либо применять соответствующие методы обработки воды, либо переходить на открытые схемы горячего водоснабжения. Сравнительно простым и достаточно эффективным методом обработки воды для таких условий является метод магнитной обработки [51].

При $J_{\text{к}} > 6$ (мг·экв)/кг вода не может считаться пригодной для использования в бытовых целях и закрытые системы горячего водоснабжения в этом случае не рекомендуются.

Что касается коррозионной активности воды, то можно считать, что при положительном значении индекса стабильности $\mathcal{I}$ и суммарной концентрации сульфатов и хлоридов ($\text{Cl}^- + \text{SO}_4^{2-}$) < 50 мг/кг вода является практически неагрес-

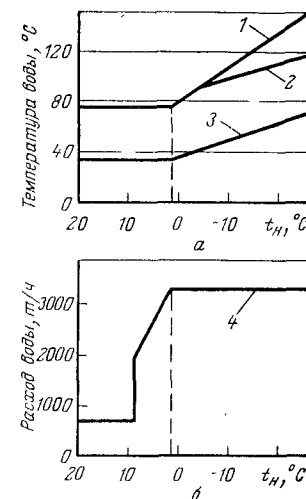
сивной и установки горячего водоснабжения не нуждаются в защите; при $\mathcal{F} < 0$ и $(\text{Cl}^- + \text{SO}_4^{2-}) > 50 \text{ мг/кг}$ необходимо либо снизить коррозионную активность воды, либо повысить стойкость материала элементов, наиболее подверженных коррозии [51]*.

При открытых схемах горячего водоснабжения, которые проще и дешевле закрытых, потери сетевой воды во много раз превосходят потери при закрытых схемах. Между тем умягченная на электростанции вода значительно дороже водопроводной. Кроме того, в этих схемах усложняется санитарный контроль за водой горячего водоснабжения, контроль герметичности, а также эксплуатация из-за нестабильности режима в связи с переменным расходом воды в обратной магистрали тепловой сети. Поэтому эксплуатационные расходы при открытых системах выше, чем при закрытых. Однако с учетом капитальных затрат и удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении (которая при открытой схеме выше) открытые и закрытые системы в большинстве случаев можно считать равноэкономичными.

Рассмотренные схемы теплофикации, при которых горячая сетевая вода подается по одной магистрали и возвращается по другой, являются *двухтрубными*. Если всю горячую воду, поступающую на отопление и вентиляцию, использовать затем для горячего водоснабжения, то обратная магистраль не потребуется. Схемы теплоснабжения без обратных магистралей называют *однотрубными*. В городах однотрубные системы могут применяться в районах с большой относительной нагрузкой горячего водоснабжения, когда необходимый расход воды на отопление и вентиляцию (при экономически оправданных значениях температур ее) не превышает среднесуточного расхода на бытовые нужды. Такие условия могут иметь место в южных районах страны. Однотрубная система может быть применена также для передачи тепла от ТЭЦ в тепловые сети района, расположенного сравнительно далеко от электростанции. При такой схеме в районе расположения тепловых потребителей применяется обычная открытая двухтрубная система теплофикации и расход воды, направляемой в эту систему по одной магистрали от ТЭЦ, равен потерям в тепловой сети района. Температура воды в магистрали может достигать 200°C , в то время как в тепловых сетях района поддерживаются такие же температурные режимы, как в сетях, работающих по описанным выше схемам.

Общее количество тепла $Q_{\text{общ}}$, необходимое для теплофикации района, существенно зависит от температуры наружного воздуха. Регулировать $Q_{\text{общ}}$ можно, изменяя расход сетевой воды и температуру подогрева сетевой воды [см. уравнения (7.4)]. Регулирование, проводимое изменением расхода воды, называют *количественным*; регулирование, осуществляемое изменением температуры воды, называют *качественным*. Возможно также *смешанное* (качественно-ко-

Рис. 7.7. Типичные температурный (а) и расходный (б) графики сетевой воды (закрытая схема горячего водоснабжения).
1 — температура воды в подающей магистрали; 2 — температура воды после сетевых подогревателей; 3 — температура воды в обратной магистрали; 4 — расход сетевой воды.



чественное) регулирование, которое проводят изменением температуры и расхода подаваемой в сеть воды.

Во всех описанных выше двухтрубных схемах принято общее количество тепла, подаваемого сетевой водой, изменять качественным центральным регулированием, дополняемым на абонентных вводах количественным регулированием, или регулированием пропусками (периодические отключения отдельных абонентных установок от тепловой сети). При этом в диапазоне температур наружного воздуха от $t_{\text{н, мин}}$ до $+2^\circ\text{C}$ регулирование только качественное, а при $t_{\text{н}}$ от $+2$ до $+8^\circ\text{C}$ — количественное на абонентных вводах. Такой режим регулирования в этом диапазоне температур наружного воздуха применяется потому, что температура воды в подающей магистрали (в связи с подачей нагретой воды для бытовых целей) не может быть ниже $70\text{—}75^\circ\text{C}$ при закрытой и ниже 60°C при открытой схеме горячего водоснабжения, и чтобы сохранить при этом требуемое количество тепла $Q_{\text{общ}}$, средний расход воды в абонентных линиях должен быть уменьшен.

На рис. 7.7 приведены типичные температурный и расходный графики сетевой воды. Как видно из рисунка, при температурах наружного воздуха выше $+8^\circ\text{C}$, когда отопительная нагрузка отключается, расход сетевой воды снижается, оставаясь постоянным в течение всего этого периода.

В холодные дни отопительного сезона тепло к сетевой воде подводится от отборов турбин и в пиковых водогрейных котлах или от пиковых подогревателей (см. рис. 7.2). Пиковые водогрейные котлы (или пиковые подогреватели) включаются в работу, когда расходы пара в отборах достигают максимума. Это имеет место при определенной температуре наружного воздуха $t_{\text{н, п}}$, которую принято называть *расчетной температурой отбора*. Таким образом, при низшей расчетной температуре наружного воздуха общее количество тепла $Q_{\text{общ, макс}}$ представляет собой сумму максимального количества тепла, подводимого к сетевой воде паром из теплофикационных отборов $Q_{\text{отб, макс}}$, и максимальной тепловой нагрузки пиковой котельной $Q_{\text{пик, макс}}$. Отношение максимального количества тепла, подводимого к сетевой воде паром из теплофикационных отборов, к $Q_{\text{общ, макс}}$, называют *коэффициентом теплофикации* $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$. Из определения следует, что

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}} = \frac{Q_{\text{отб, макс}}}{Q_{\text{общ, макс}}} = \frac{Q_{\text{отб, макс}}}{Q_{\text{отб, макс}} + Q_{\text{пик, макс}}}, \quad (7.5)$$

* Индекс стабильности определяется из зависимости

$$\mathcal{F} = \text{pH} - \text{pH}_s,$$

где pH — действительное значение показателя концентрации ионов водорода в воде; pH_s — значение показателя при равновесном насыщении карбонатом кальция.

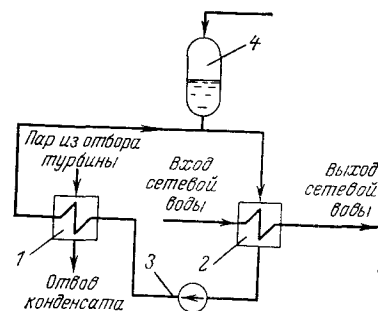


Рис. 7.8. Схема подключения сетевого подогревателя к отбору турбины на АЭС.
1 — промежуточный теплообменник; 2 — сетевой подогреватель; 3 — промежуточный контур; 4 — компенсатор объема.

Чем выше $\alpha_{\text{тэц}}$, тем (при том же значении $Q_{\text{общ. макс}}$) больше электроэнергии вырабатывается на тепловом потреблении. Однако при этом возрастает общая стоимость всех установок. При заданных общей элект-

рической мощности района и максимальной тепловой нагрузке значения $\alpha_{\text{тэц}}$ оптимальны, когда приведенные затраты по выработке электроэнергии теплофикационными и конденсационными установками и выработке тепла непосредственно на ТЭЦ и в пиковых котельных наименьшие. В большинстве случаев оптимальные значения $\alpha_{\text{тэц}}$ находятся обычно в пределах от 0,5 до 0,65. Коэффициент теплофикации выше, когда кривая распределения теплофикационной нагрузки в течение года более равномерна, а длительность отопительного периода больше. При прочих равных условиях с увеличением начальных параметров пара и мощности отдельных агрегатов ТЭЦ (по мере того, как эти величины приближаются к значениям, характерным для КЭС данного района) оптимальные значения $\alpha_{\text{тэц}}$ возрастают.

Схемы теплофикации на обычных станциях и двухконтурных АТЭЦ практически не отличаются друг от друга. Давление в линиях сетевой воды всегда выше давления пара в теплофикационных отборах. Поэтому даже при проникновении теплоносителя первого контура АЭС во второй контур (что может иметь место только при недостаточной плотности ПГ и авариях) сетевая вода радиоактивной не окажется.

На одноконтурных станциях в условиях нормальной эксплуатации также невозможно перетекание активной среды из отборов турбины в линию сетевой воды. Однако когда контур сетевой воды не работает и давление в нем снято (или снизилось из-за аварии, например, при разрыве трубопровода), такие перетечки могут иметь место. Чтобы полностью исключить возможности утечки активной среды в теплофикационную сеть, можно применить здесь схему с промежуточным контуром (рис. 7.8) [30]. Давление в этом контуре следует поддерживать выше давления в теплофикационных отборах*.

7.3. СЕТЕВЫЕ УСТАНОВКИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

На конденсационных электростанциях часто устанавливаются небольшие сетевые установки для покрытия тепловых нагрузок жилого поселка и самой электростанции. Тепловые нагрузки таких установок обычно не превышают 200 ГДж/ч. Пар к сетевым подогревателям подводится от нерегулируемых отборов, поэтому тепловые режимы их су-

* Такая схема может быть применена также на одноконтурной конденсационной АЭС для теплофикации жилого поселка и электростанции.

щественно зависят от давления в отборах, а следовательно, от электрической мощности турбин.

На рис. 7.9 приведена схема сетевой установки двухконтурной атомной КЭС [30]. К сетевым подогревателям здесь подводится пар от отборов давлением около 0,5 и 0,2 МПа при номинальной нагрузке. При температуре наружного воздуха $t_{\text{н, мин}}$ температура воды на входе в сетевую установку равна 70°C и на выходе 130°C, а нагрузка первого подогревателя в этих условиях составляет 65% общей тепловой нагрузки установки $Q_{\text{общ}}$. Когда мощность турбин составляет 0,7 $N_{\text{э, ном}}$,

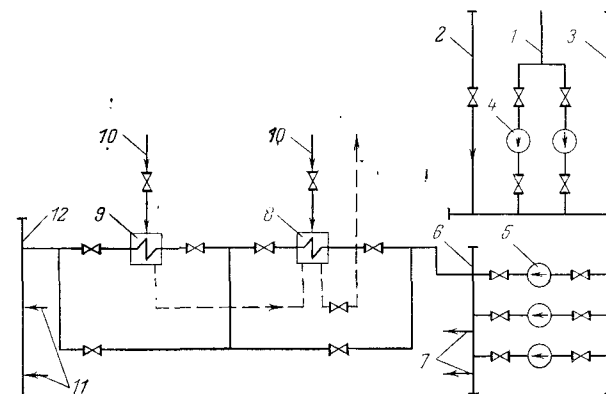


Рис. 7.9. Сетевая установка двухконтурной АКЭС.

1 — химобработанная (умягченная) добавочная вода; 2 — линия аварийной подпитки из водопровода; 3 — обратная магистраль сетевой воды; 4 — подпиточные насосы; 5 — сетевые насосы; 6 — напорный коллектор; 7, 11 — подвод сетевой воды к другим сетевым установкам и отвод от них; 8, 9 — сетевые подогреватели; 10 — линия пара от отбора турбины; 12 — подающая магистраль сетевой установки.

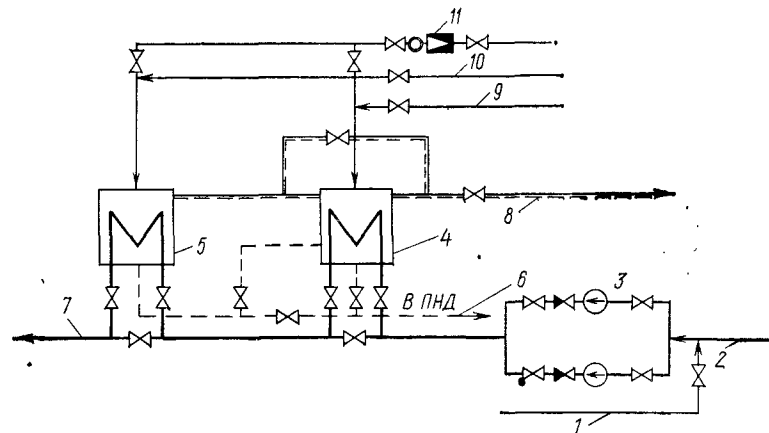


Рис. 7.10. Сетевая установка конденсационного блока с турбиной К-200-130.

1 — добавочная вода; 2 — магистраль обратной сетевой воды; 3 — сетевой насос; 4 — сетевой подогреватель ПСВ-20-7-15; 5 — сетевой подогреватель ПСВ-63-7-15; 6 — отвод конденсата в систему регенеративного подогрева воды; 7 — в магистраль сетевой воды; 8 — отвод паровоздушной смеси в конденсатор турбины; 9 — пар от отбора, $p=0,26$ МПа; 10 — пар от отбора, $p=0,6$ МПа; 11 — РОУ.

давление в верхнем отборе равно $\sim 0,35$ МПа, а в нижнем $\sim 0,14$ МПа и нагрузка первого подогревателя понижается до 45% $Q_{общ}$.

К сетевым подогревателям теплофикационной установки конденсационного блока К-200-130 (рис. 7.10) пар также подводится от двух нерегулируемых отборов и, кроме того, от РОУ, которая включается, когда давление пара в отборах падает и нагрев сетевой воды до требуемой температуры отборным паром не может быть проведен. Конденсат греющего пара из сетевых подогревателей отводится в систему регенеративного подогрева турбины (в один из подогревателей низкого давления). Неконденсирующиеся газы перепускаются из верхнего подогревателя в нижний и оттуда в конденсатор турбины. В РОУ пар дросселируется до 0,6 МПа и охлаждается до 250° С. Подводится пар к РОУ из холодной нитки промежуточного перегрева турбинной установки.

Как обычно, на установках такого типа сетевой подогреватель второй ступени является пиковым и включается в работу в холодные дни отопительного сезона, а также когда паротурбинная установка работает при пониженной мощности, так как в этих условиях давление пара в отборе уменьшается и количество тепла, передаваемое в основном подогревателе, может оказаться недостаточным.

Глава 8

МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И РАБОЧЕГО ТЕЛА НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

8.1. ПОТЕРИ ВОДЫ И ПАРА

На ТЭС на органическом топливе потери рабочего тела (пара и конденсата) разделяют на внутренние и внешние.

Внутренние потери определяются утечками пара и конденсата $D_{ут}$ в системах основного и вспомогательного оборудования и соединительных трубопроводах в пределах электростанции, а также продувкой котельных установок $D_{пр}$. Утечки $D_{ут}$ имеют составляющие, обусловленные технологическим процессом (например, выброс паровоздушной смеси эжекторами, выпар деаэратора, упаривание в дренажных баках потоков с высокой температурой и т. п.), несовершенством изготовления, монтажа или эксплуатации оборудования (протечки предохранительных клапанов и другой арматуры, неплотности фланцевых соединений, отсутствие сбора и использования дренажа и т. п.). Потери пара и конденсата являются одновременно потерей тепла и вызывают дополнительные затраты энергии на их восполнение. Снижение этих потерь на 1% на электростанции с установленной мощностью $1 \cdot 10^6$ кВт дает годовую экономию условного топлива примерно $20 \cdot 10^3$ т.

Внутренние потери пара и конденсата регламентируются и при номинальной производительности котельных установок без учета потерь с продувочной водой должны составлять по отношению к общему

расходу питательной воды не более, %:

на КЭС	1,0
на ТЭЦ с чисто отопительной нагрузкой	1,2
на ТЭЦ с производственной или производственно-отопительной нагрузкой	1,6

Продувка барабанных котлов $D_{пр}$, как составляющая внутренних потерь рабочего тела, обусловлена необходимостью вывода примесей из цикла электростанции. Потери рабочего тела и тепла с продувочной водой удается снизить включением в линию продувки расширителей (сепараторов), пар из которых в количестве $(0,15 \div 0,30) D_{пр}$ возвращают в систему электростанции, а тепло остальной части продувочной воды частично используют, например, для подогрева добавочной воды.

Для теплоэлектроцентралей кроме внутренних потерь могут быть *внешние*, связанные с транспортировкой тепла потребителям. Они зависят от схемы отпуска тепла. При *открытой* схеме, когда потребитель получает редуцированный острый пар или пар из отбора турбины, потери максимальны и достигают в среднем 50—70% расхода отпускаемого пара. При *закрытой* схеме, когда пар из отбора турбины используется лишь как теплоноситель в паропреобразователе (если потребителю отпускается пар) или в сетевом подогревателе (если потребителю подводится горячая вода), внешние потери рабочего тела на ТЭЦ отсутствуют и общие потери сводятся к внутренним.

На АЭС потери теплоносителя и рабочего тела также имеют место, но они значительно меньше, чем на ТЭС, так как все протечки в системах первого и второго контуров тщательно контролируются, осуществляется их сбор, очистка и возврат в контур. Это обусловлено двумя обстоятельствами: радиоактивностью теплоносителя и высокой чистотой рабочего тела. Суммарные потери пара и конденсата во вне реакторном контуре определяются относительно паропроизводительности блоков и не должны превышать 1% для АЭС с ВВЭР и 0,5% для АЭС с РБМК.

Продувочную воду на АЭС возвращают в питательную магистраль после предварительной очистки на ионообменных фильтрах (ИОФ).

Внутренние потери теплоносителя в реакторном контуре двухконтурной АЭС рассмотрим на примере электростанции с реактором ВВЭР-440 (рис. 8.1).

Утечки теплоносителя из первого контура можно различать по режиму истечения (постоянные и периодические), а также по направлению их транспортировки [в баки первого контура; в систему газовых сдувок и за пределы основных помещений АЭС — в хранилище жидких отходов (ХЖО) на захоронение].

Постоянными утечками, направляемыми в баки первого контура [баки грязного конденсата (БГК)] являются организованные протечки $D_{о.п}$ через сальники главных запорных задвижек, уплотнения ГЦН и утечки через дренажную арматуру $D_{др}$ при ее неплотности. Из БГК радиоактивный конденсат насосами через охладитель направляется на ионообменную очистную установку. Очищенный конденсат подогревается в охладителе выпара и теплообменнике и направляется в деаэратор подпиточной воды, откуда насосами организованных протечек возвращается в первый контур. Для обеспечения

надежной работы этих насосов конденсат предварительно охлаждает-ся в теплообменнике. Постоянной является также продувка первого контура $D_{пр}$. При очистке теплоносителя на ИОФ схема замкнута и теплоноситель полностью возвращается в контур.

На АЭС осуществляется постоянный и периодический сброс паро-газовых смесей в систему газовых сдувок из охладителя выпара де-

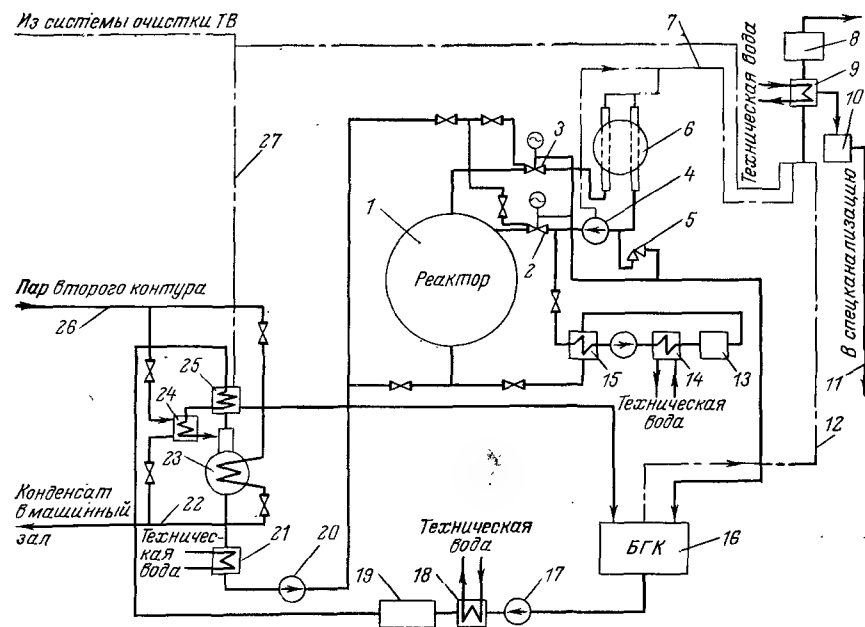


Рис. 8.1. Схема утечек и подпитки первого контура двухконтурной АЭС с реактором ВВЭР-440.

1 — реактор; 2, 3 — главные задвижки; 4 — ГЦН; 5 — предохранительный клапан; 6 — ПГ; 7, 12, 27 — линии подачи парогазовой смеси в систему газовых сдувок из ГЦН и ПГ, БГК, охладителя выпара соответственно; 8 — система спецгазоочистки (СГО); 9 — охладитель; 10 — отстойник; 11 — линия подачи конденсата в спецканализацию; 13 — ионообменная очистная установка продувочной воды; 14 — доохладитель; 15 — регенеративный теплообменник; 16 — сборный бак организованных протечек первого контура — БГК; 17 — насос грязного конденсата; 18 — охладитель; 19 — ионообменная очистная установка грязного конденсата; 20 — насос организованных протечек; 21 — охладитель; 22 — насос конденсата; 23 — деаэратор подпитки; 24 — теплообменник; 25 — охладитель выпара; 26 — линия подачи пара.

аэратора подпитки первого контура, баков первого контура, компенсаторов объема и подключенного к ним барботера, из верхних точек ПГ и ГЦН и т. п. Перед очисткой от носителей газовой радиоактивности парогазовая смесь проходит через теплообменник, где пар конденсируется, а газы направляются в спецгазоочистку. Конденсат пара поступает в отстойник и далее в систему очистки трапных вод (ТВ). Периодический сброс теплоносителя осуществляется при борном регулировании мощности реактора для выведения бора из первого контура.

Все неорганизованные протечки первого контура собираются в в сборном коллекторе спецканализации (рис. 8.2). Туда же поступают

отработавшие дезактивационные растворы, обмывочные воды и т. п. Эти сбросы носят периодический характер. В зависимости от их количества система очистки ТВ работает с разной нагрузкой.

Из коллектора спецканализации ТВ поступают последовательно в промежуточный и основной баки ТВ, откуда через регенеративный теплообменник подаются на переработку в выпарную установку. Кубо-

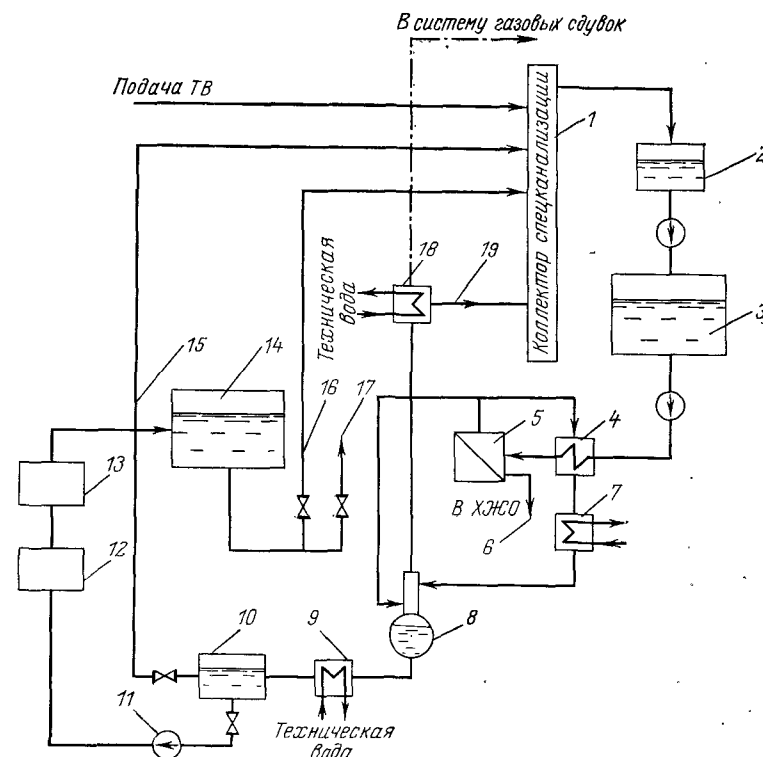


Рис. 8.2. Схема сбора сбросных вод двухконтурной АЭС.

1 — коллектор спецканализации; 2 — промежуточный бак ТВ; 3 — основной бак ТВ; 4 — регенеративный теплообменник; 5 — выпарная установка; 6 — линия сброса кубового остатка в ХЖО; 7 — деаэратор; 8 — охладитель; 9 — охладитель; 10 — сборный бак; 11 — насос чистого конденсата; 12 — механический фильтр; 13 — ИОФ; 14 — контрольный бак; 15, 16 — линии возврата конденсата в коллектор спецканализации; 17 — линия подачи в баки чистой конденсата (БЧК); 18 — охладитель выпара; 19 — линия подачи конденсата на очистку.

вый остаток выпарной установки направляется в ХЖО, а пар — в деаэратор. Грязный конденсат выпара из охладителя поступает снова в сборный коллектор, а неконденсирующиеся газы с частью пара — в систему газовых сдувок. Дегазированный конденсат после охладителя поступает в сборный бак, откуда он может быть направлен частично или полностью снова в коллектор спецканализации или на очистную установку, состоящую из механических и ионообменных фильтров. Очищенный конденсат поступает в контрольный бак. В зависимости от

достигнутой глубины очистки из контрольного бака конденсат может быть направлен или на повторную очистку, или в баки чистого конденсата.

Таким образом, все утечки теплоносителя первого контура собираются в баках первого контура или в баках ТВ, или в системе газовых сдувок.

В системах первого контура двухконтурных АЭС возникает, кроме того, большое количество так называемой дебалансной воды, источниками которой являются растворы корректирующих водный режим реагентов (аммиак, гидразин и др.), сбросы слабоактивной воды из спецпрачечной, неорганизованные протечки рабочего тела в зоне первого контура, питьевые фонтанчики и т. п. Все эти потоки проходят очистку и собираются в баках чистого конденсата, где образуется избыток воды. Целесообразно этот избыток воды направлять в систему подпитки второго контура, что уменьшит производительность установок подготовки добавочной воды.

На одноконтурной АЭС по тем же причинам, что и на двухконтурной АЭС, необходимо сводить к минимуму все потери рабочего тела (или теплоносителя, что в данном случае одно и то же). На АЭС с реакторами типа РБМК это может быть выполнено, например, по схеме, изображенной на рис. 8.3. В данном случае продувка осуществляется из коллекторов контура принудительной циркуляции, проходит регенеративный теплообменник, доохладитель, очистную ионообменную установку и возвращается в питательную магистраль электростанции. Теплообменник-доохладитель может использоваться в режиме расхолаживания: в этом случае вода из контура поступает через отключенный регенеративный теплообменник и после охлаждения в теплообменнике-доохладителе возвращается в питательную магистраль.

Дренаж из графитовой кладки, дренаж из газового контура охлаждения графитовой кладки, конденсат из системы спецвентиляции, организованные протечки из арматуры, от разгрузочно-загрузочной машины и некоторые другие, условно показанные на схеме одной линией, поступают в промежуточный бак организованных протечек основного контура. Из этого бака с помощью насоса теплоноситель поступает по трубопроводу в сборный бак организованных протечек, куда поступают также организованные протечки от других блоков АЭС. Из сборного бака организованные протечки всей АЭС насосом подаются на ионообменную очистную установку, а затем в бак очищенных вод, откуда насосом возвращаются в конденсатно-питательный тракт АЭС (в деаэрактор или основной конденсатор). Таким образом, материальные потери рабочего тела в рассмотренных системах отсутствуют.

Неорганизованные протечки в системе одноконтурной АЭС также подлежат сбору и обработке. Дренажи реактора, трапные (обмывочные) воды, протечки насосов системы управления и защиты (СУЗ), баков биологической защиты, аварийные течи и другие утечки пара и воды (также условно показанные одной линией) собираются в промежуточном баке ТВ, откуда насосом по трубопроводу подаются в приемный бак ТВ. В этот бак поступают ТВ и с других блоков АЭС. Переработка ТВ проводится на многоступенчатой выпарной установке, ку-

да они подаются насосом. После выпарной установки концентрат примесей высокой активности (кубовый остаток*) направляется в хранилище жидких отходов, а очищенный пар конденсируется в теплообменнике и направляется в промежуточный бак чистого конденсата, откуда перекачивается в бак чистого конденсата, объем которого в 7—10 раз

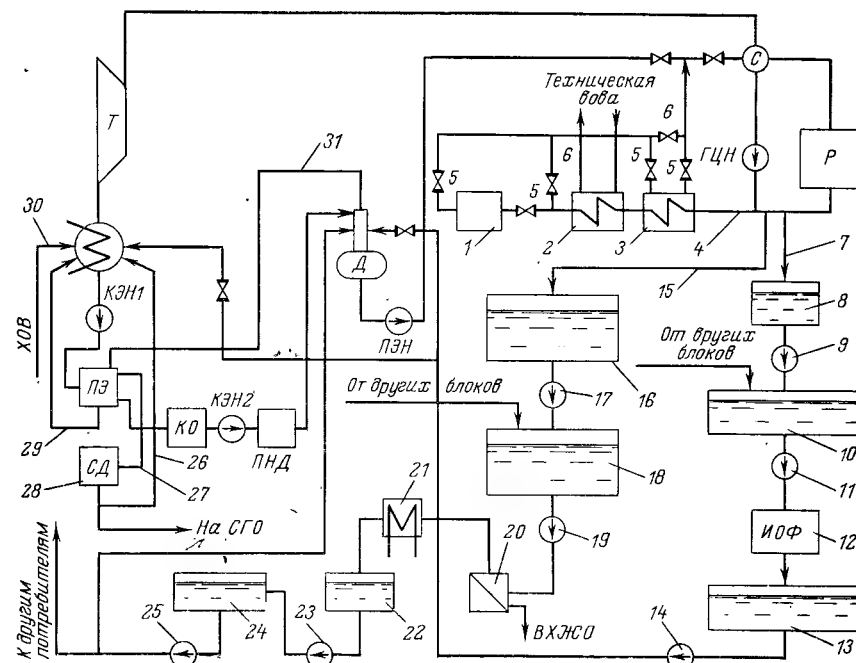


Рис. 8.3. Схема сбора сбросных вод одноконтурных АЭС.

1 — ионообменная очистная установка; 2 — доохладитель; 3 — регенеративный теплообменник; 4 — линия продувочной воды; 5, 6 — запорная арматура (при закрытых вентилях 5 и открытых вентилей 6 система работает по схеме продувки; при закрытых вентилях 5 и открытых 6 система работает по схеме расхолаживания); 7 — сборная линия организованных протечек (ОП); 8 — промежуточный бак ОП; 9 — насос; 10 — сборный бак ОП; 11 — насос; 12 — ионообменная очистная установка ОП; 13 — бак очищенных вод; 14 — насос; 15 — сборная линия ТВ; 16 — промежуточный бак ТВ; 17 — бак насос; 18 — приемный бак ТВ; 19 — насос; 20 — выпарная установка; 21 — конденсатор; 22 — промежуточный бак чистого конденсата; 23 — насос; 24 — бак чистого конденсата; 25 — насос; 26 — линия возврата конденсата; 27 — линия подачи парогазовой смеси; 28 — контактный аппарат (установка дожигания «гремучей» смеси); 29 — линия возврата конденсата пара эжекторов; 30 — подача химически очищенной воды (после III ступени очистки); 31 — линия подачи пара деаэрактора на шаровой эжектор; Р — реактор; С — барабан-сепаратор; Т — турбина; Д — деаэрактор; ПЭН — питательный электронасос; ПЭ — паровой эжектор; КЭН1, КЭН2 — конденсатные электронасосы первого (1) и второго (2) подема; КО — конденсатоотсечка; СД — система дожигания; СГО — спецгазоочистка; ХОВ — химически очищенная вода.

больше объема промежуточного бака, где и создается его запас. По мере надобности чистый конденсат подают насосом в основной деаэрактор или другим потребителям (в баки насосов аварийного охлаждения, на подпитку системы охлаждения СУЗ, баков биологической защиты

* Концентрированный раствор примесей (0,2—0,4 кг/кг) после выпарной установки называют *кубовым остатком*.

и т. п.). В этой системе имеется утечка, требующая восполнения добавочной водой, — кубовый остаток выпарной установки.

В контурах с неактивным рабочим телом (электростанции на органическом топливе и второй контур двухконтурных АЭС) имеет место потеря рабочего тела при выбросе паровоздушной смеси из эжекторов в атмосферу. На одноконтурной АЭС при негерметичности оболочек твэлов в паре могут быть инертные радиоактивные газы (ИРГ) — продукты деления ядер урана. Кроме того, в результате радиолиза воды в паре содержится большое количество кислорода и водорода, которые образуют потенциально взрывоопасную «гремучую» смесь. Поэтому контур эжекторов одноконтурной АЭС выполнен замкнутым. Охладители пара основных эжекторов расположены между конденсатными насосами первого подъема и конденсатоочисткой. Конденсат пара эжекторов возвращается в основной конденсатор. Парогазовая смесь из эжекторов направляется на установку для дожигания «гремучей» смеси, откуда конденсат возвращается в основной конденсатор, а радиоактивные газы направляются на установку спецгазоочистки. В результате и в этом узле потери рабочего тела отсутствуют.

Выпар деаэратора, в котором также могут содержаться ИРГ, используется, как правило, в качестве рабочего пара основных эжекторов и проходит переработку в контуре основных эжекторов по схеме, описанной выше.

8.2. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И РАБОЧЕГО ТЕЛА НА ТЭС И АЭС

В первом контуре двухконтурной АЭС (см. рис. 8.1) количество подпиточной воды, подаваемой постоянно в контур подпиточными насосами, определяется расходом в системе организованных протечек $D_{о.п}$ и утечкой $D_{др}$ (кг/с):

$$D_{подп.в} = D_{о.п} + D_{др}. \quad (8.1)$$

Общее количество добавочной воды, поступающей постоянно в контур с учетом продувки (кг/с),

$$D_{д.в.1} = D_{пр} + D_{о.п} + D_{др}. \quad (8.2)$$

Схема очистки теплоносителя на ИОФ типовая для современных АЭС с ВВЭР, использующих борное регулирование.

С учетом восполнения периодических потерь теплоносителя общий материальный баланс реакторного контура АЭС для случая использования ИОФ в системе продувки можно записать в виде

$$D_{подп.в} = D_{о.п} + D_{др} + D_{период}. \quad (8.3)$$

Так как переработка сбросных (трапных) вод производится на выпарных установках, то

$$D_{период} = D_{в.у} + D_{куб.ост}. \quad (8.4)$$

Здесь $D_{в.у}$ — производительность выпарной установки, кг/с; а $D_{куб.ост}$ — количество кубового остатка, направляемого на захо-

рождение в хранилище жидких отходов, кг/с. Величина $D_{подп.в}$ (8.3) определяет общую производительность установленных на АЭС подпиточных насосов. Число работающих в данный период времени насосов может быть меньше (см. рис. 8.1). Общий расход добавочной воды (кг/с), поступающей в реакторный контур, определяется из выражения

$$D_{д.в.1} = D_{пр} + D_{о.п} + D_{др} + D_{период}. \quad (8.5)$$

Таким образом, благодаря наличию на АЭС систем сбора протечек, очистки и возврата теплоносителя в контур реакторный контур со вспомогательными системами остается в целом замкнутым и не требует восполнения теплоносителя, если очистка производится при помощи ИОФ (без учета относительно небольшого количества теплоносителя, поступающего вместе с сорбентами в хранилище жидких отходов). При очистке теплоносителя на выпарной установке расход кубового остатка определяет необходимое количество химически очищенной воды, поступающей в контур.

Отметим, что если на ТЭС и во втором контуре АЭС наличие материальных потерь рабочего тела одновременно означает тепловые потери, то отсутствие материальных потерь в реакторном контуре АЭС не означает отсутствия тепловых потерь, которые следует учитывать при расчете КПД первого контура. Эти тепловые потери возникают, главным образом, при доохлаждении продувочной воды в теплообменниках перед ее поступлением на ИОФ, а также на других потоках теплоносителя в основных или вспомогательных системах реакторного контура, когда производится охлаждение среды в теплообменниках технической воды. Суммарное количество тепла, отведенное с технической водой во всех теплообменниках, отнесенное к количеству тепла, генерированного в реакторе, определяет дополнительные тепловые потери, которые должны быть рассчитаны при определении КПД первого контура.

Материальный баланс рабочего тела на любой электростанции можно выразить системой следующих уравнений.

По пару. При общем расходе пара на турбину D_0 (кг/с), из которого часть идет на регенерацию D_p , часть внешним потребителям $D_{п}$, а остальное в конденсатор D_k :

$$D_0 = D_p + D_{п} + D_k. \quad (8.6)$$

Расход пара на турбоустановку $D_{т.у}$ с учетом расхода на редукционную установку $D_{р.у}$ или на промежуточный перегрев в паропаровых теплообменниках турбин насыщенного пара на АЭС $D_{пп}$ равен (кг/с)

$$D_{т.у} = D_0 + D_{р.у} + D_{пп}. \quad (8.7)$$

Паровая нагрузка ПГ $D_{пг}$ с учетом утечки $D_{ут}$ (кг/с)

$$D_{пг} = D_{т.у} + D_{ут} = D_0 + D_{р.у} + D_{пп} + D_{ут}. \quad (8.8)$$

По питательной воде (кг/с)

$$D_{п.в} = D_{пг} + D_{пр}, \quad (8.9)$$

или

$$D_{п.в} = D_{ту} + D_{ут} + D_{пр},$$

где $D_{пр}$ — расход воды на продувку, кг/с.

По добавочной воде. Количество добавочной воды должно компенсировать все потери рабочего тела:

$$D_{д.в} = D_{вн} + D_{внш}, \quad (8.10)$$

где $D_{вн}$ — внутренние потери, кг/с; $D_{внш}$ — внешние потери, кг/с.

В свою очередь, внутренние потери

$$D_{вн} = D_{ут} + D'_{пр}, \quad (8.11)$$

где $D'_{пр}$ — часть продувочной воды, подлежащая выводу из цикла электростанции, определяемая из уравнений теплового и материального баланса расширителя продувки, кг/с:

$$D_{пр} = D'_п + D'_{пр}; \quad (8.12)$$

$$D_{пр} i'_{пр} = D'_п i''_{расш} + D'_{пр} i'_{расш}. \quad (8.13)$$

Здесь $D'_п$ — часть продувочной воды, возвращаемая в цикл электростанции в виде пара из расширителя продувки, кг/с; $i'_{пр}$, $i''_{расш}$, $i'_{расш}$ — энтальпии продувочной воды, пара и воды расширителя соответственно, кДж/кг.

Из уравнений (8.12) и (8.13) нетрудно получить

$$D'_п = \frac{i'_{пр} - i'_{расш}}{i'_{расш} - i''_{расш}} D_{пр} = \beta D_{пр}; \quad (8.14)$$

$$D'_{пр} = \frac{i''_{расш} - i'_{пр}}{i'_{расш} - i''_{расш}} D_{пр} = (1 - \beta) D_{пр}. \quad (8.15)$$

Тогда уравнения (8.10) и (8.11) можно записать в виде

$$D_{вн} = D_{ут} + (1 - \beta) D_{пр}; \quad (8.16)$$

$$D_{д.в} = D_{ут} + (1 - \beta) D_{пр} + D_{внш}, \quad (8.17)$$

или, выражая расходы в долях D_0 ($\alpha_i = D_i/D_0$),

$$\alpha_{д.в} = \alpha_{ут} + (1 - \beta) \alpha_{пр} + \alpha_{внш}. \quad (8.18)$$

На КЭС и АЭС $\alpha_{внш} = 0$. При очистке продувочной воды на АЭС с помощью ИОФ $\alpha_{пр} = 0$. Поэтому для двухконтурной АЭС в целом $\alpha_{д.в} = \alpha_{ут}$. На одноконтурной АЭС утечки после переработки на выпарной установке также возвращаются в основной контур, за исключением кубового остатка, расход которого и будет определять расход добавочной воды $\alpha_{д.в} = \alpha_{куб.ост}$. При использовании на ТЭС прямоточных котлов $\alpha_{пр} = 0$ и так же, как на двухконтурных АЭС, $\alpha_{д.в} = \alpha_{ут}$.

8.3. ВЫВОД ПРИМЕСЕЙ ИЗ ТРАКТА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Внешними источниками поступления примесей и газов в пароводяной тракт электростанции являются техническая вода и атмосфера окружающей среды.

Примеси могут поступать в контур электростанции различными путями: с водой первоначального заполнения, с добавочной (подпиточной) водой, с присосами охлаждающей воды в конденсаторе, а также с дозируемыми агентами, вводимыми для корректировки водного режима.

Состав примесей, поступающих с водой первоначального заполнения и подпиточной водой, зависит от принятого метода предварительной обработки воды перед ее поступлением в контур.

Как правило, воду первоначального заполнения обрабатывают тем же методом, что и подпиточную воду. В зависимости от метода предварительной обработки подпиточной воды изменяется состав и количество поступающих примесей.

Присосы охлаждающей воды в конденсаторах турбин происходят через образующиеся в процессе эксплуатации неплотности вальцовочных соединений трубок теплообменной поверхности с трубными досками и коррозионные повреждения самих трубок. К настоящему времени разработаны и нашли применение различные способы снижения или даже предотвращения протечек через неплотности вальцовочных соединений (специальные обмазки, применение двойных трубных досок и др.). Однако присосы охлаждающей воды в конденсаторе происходят практически на всех электростанциях, так как экономически целесообразных мер борьбы с коррозией трубок конденсатора пока не найдено.

Присосы воды в зависимости от конструкции и условий эксплуатации колеблются в пределах от 0,004 до 0,02% расхода пара через турбину. Количество поступающих примесей зависит от присоса и от минерализации охлаждающей воды, которая может изменяться в широких пределах: от 50—100 до 800—1000 мг/кг в пресной и до 35 000 мг/кг в морской воде. В зависимости от сочетания обоих факторов количество примесей, поступающих с присосами в конденсаторе, может изменяться от 1 до 1000—3000 мг/т конденсирующегося пара.

Примеси, поступающие из всех внешних источников, содержат в основном соли натрия (в частности, карбонаты и бикарбонаты), кальция, магния, хлоридов и кремниевой кислоты, а также продукты коррозии конструкционных материалов, из которых изготовлены трубопроводы подачи воды на электростанцию.

Поведение примесей в пароводяном тракте электростанции зависит от изменения плотности, температуры и величины рН воды.

Присосы газов происходят со стороны пара в вакуумной части электростанции (конденсатор, последние ступени турбины, подогреватели низкого давления) из-за неплотностей во фланцевых соединениях и арматуре. Состав газов, проникающих в конденсатный тракт, соответствует составу воздуха в примыкающих помещениях электростанции. На работу оборудования электростанции основное влияние оказывает кислород воздуха, который, растворяясь в конденсате основного

потока или дренажных потоков подогревателей низкого давления, интенсифицирует коррозию конструкционных материалов. Так же влияет растворенная в конденсате углекислота, которая образуется в конденсатном тракте по мере повышения температуры конденсата в результате термолитиза бикарбонатов и гидролиза карбонатов. Путем деаэрации достигают весьма низких значений концентрации кислорода и углекислого газа в питательной воде.

Внутренним источником поступления примесей в контур теплоносителя или рабочего тела электростанции на органическом или ядерном топливе являются в основном процессы коррозии практически всех конструкционных материалов (см. гл. 19).

В практике эксплуатации теплоэнергетических установок наиболее часто встречаются следующие типы коррозии: общая; образование язв и сквозных отверстий; под напряжением; водородная хрупкость.

Общая коррозия — поставщик продуктов коррозии в воду. Однако этот вид коррозии не приводит к потере прочности металла, и при проектировании установок обычно предусматривают соответствующие запасы по толщине металла для компенсации коррозионных потерь за время эксплуатации. Поэтому основной задачей водно-режимных мероприятий является существенное снижение скорости равномерной коррозии и предотвращение всех остальных видов коррозии. Повышение температуры воды по тракту энергетической установки способствует увеличению скорости коррозии основных конструкционных материалов.

Нормальная длительная эксплуатация теплоэнергетической установки возможна при условии постоянного вывода примесей из тракта. Газовые примеси удаляются из тракта электростанции, как уже указывалось, в процессе деаэрации и удаления неконденсирующихся газов из конденсатора паровыми или водоструйными эжекторами.

Удаление растворенных и взвешенных примесей из цикла электростанции происходит несколькими путями, которые условно можно разделить на две группы: организованный вывод примесей, осуществляемый с помощью продувки или очистки воды на фильтрах или их сочетания, и неорганизованный, нежелательный выход их, который происходит при образовании отложений на внутренних поверхностях оборудования электростанции и утечках теплоносителя или рабочего тела. Образование отложений на внутренних поверхностях оборудования происходит при превышении предела растворимости в воде для данного соединения. Достижение этого предела и превышение его могут происходить в результате снижения растворимости вещества с ростом температуры и увеличением его концентрации в воде при парообразовании. В прямоточных котельных и парогенераторных установках продувка не осуществляется, поэтому удаление примесей из цикла в этом случае происходит на ИОФ конденсатоочистки, а также за счет отложений и утечек.

Общее уравнение материального баланса примесей для стационарных условий работы любой установки может быть записано, исходя из следующих соображений (рис. 8.4). Изменение количества примесей в воде установки во времени равно $V (dc/dt)$, если V — количество тепло-

носителя в водяном объеме установки, а dc/dt — изменение концентрации примесей во времени. Это изменение определяется количеством примесей, поступающих с питательной водой $Dc_{п.в.}$, с возвратом продувочной воды после очистки $D_{пр}c_{п.в.}$, с продуктами коррозии поверхности $S\omega_k$ и количеством примесей, удаляемых с продувочной водой $D_{пр}c_{пр.}$, с паром $Dc_{п.}$, а также выходом их в процессе образования отложений $S\omega_0$. Таким образом,

$$V \frac{dc}{dt} = D(c_{п.в.} - c_{п.}) + S(\omega_k - \omega_0) - D_{пр}(c_{пр.} - c_{п.в.}), \quad (8.19)$$

где D — расход питательной воды, равный расходу пара, кг/с; $D_{пр}$ — расход воды продувки, кг/с; S — внутренняя поверхность установки, m^2 ; $c_{п.в.}$ — концентрация примесей в питательной воде, г/кг; $c_{пр.}$ — концентрация примесей в воде продувки, г/кг; $c_{п.}$ — концентрация примесей в паре, г/кг; ω_k — скорость поступления продуктов коррозии конструкционных материалов в воду контура с единицы поверхности конструкционных материалов, контактирующих со средой, г/($m^2 \cdot c$); ω_0 — скорость образования отложений, г/($m^2 \cdot c$).

Схема очистки продувочной воды может быть замкнутой, как на АЭС (рис. 8.5), или разомкнутой, как на ТЭС. В обоих случаях количество поступающей в установку воды $D_{п.в.} = D + D_{пр.}$. Предполагается, что продувочная вода очищается до качества, не уступающего качеству питательной воды.

Для поддержания концентрации примесей на постоянном уровне необходимо и достаточно, чтобы выполнялось условие $dc/dt = 0$. В этом случае уравнение (8.19) дает возможность легко определить необходимое значение продувки:

$$D_{пр} = \frac{D(c_{п.в.} - c_{п.}) + S(\omega_k - \omega_0)}{c_{пр.} - c_{п.в.}}, \quad (8.20)$$

Для естественных примесей воды ($\omega_k = 0$) уравнение (8.20) имеет вид

$$D_{пр} = [D(c_{п.в.} - c_{п.}) - S\omega_0] / (c_{пр.} - c_{п.в.}). \quad (8.21)$$

Образование накипных отложений естественных примесей воды кальция или магния, обладающих низкой теплопроводностью, крайне нежелательно. Количество образующихся отложений $S\omega_0 = D(c_{п.в.} - c_{п.}) - D_{пр}(c_{пр.} - c_{п.в.})$ в этом случае прямо зависит от концентрации этих примесей в питательной воде $c_{п.в.}$ и расхода продувочной воды. Продувка, определенная из условия отсутствия отложений $\omega_0 = 0$, составляет

$$D_{пр} = \frac{D(c_{п.в.} - c_{п.})}{c_{пр.} - c_{п.в.}}. \quad (8.22)$$

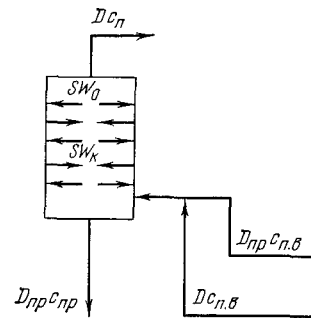


Рис. 8.4. Баланс примесей в теплоэнергетической установке.

Из выражения (8.22) видно, что значение $D_{пр}$ тем меньше, чем больше $c_{пр}$. Для повышения эффективности продувки в борьбе с накипеобразованием применяют внутрикотловую обработку воды введением фосфатов, например тринатрийфосфата Na_3PO_4 или комплексонов, например динатриевой соли ЭДТА (трилон Б). Фосфаты образуют с кальцием и магнием труднорастворимые соединения, которые выделяются в виде шлама. Этот вид обработки воды называют *фосфатированием*. Комплексоны, наоборот, образуют с кальцием и магнием прочные высококрасстворимые соединения. Этот вид обработки воды получил название *трилонирование*. Фосфатирование в парогенераторах АЭС не применяют из-за опасений зависания шлама в узких зазорах между трубками теплопередающей поверхности.

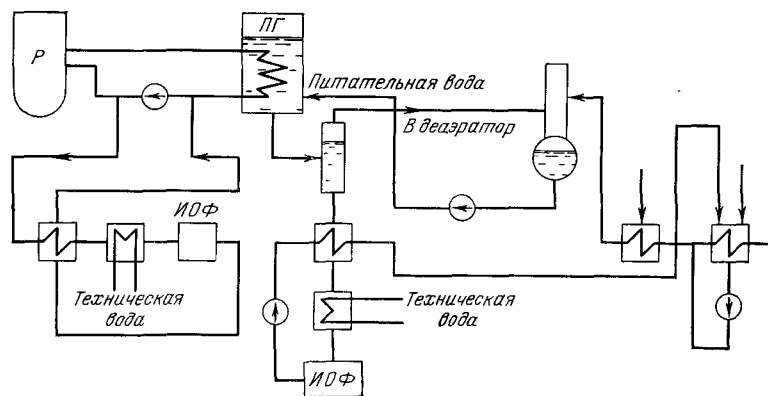


Рис. 8.5. Система очистки продувочной воды первого и второго контуров на АЭС.

Возможность увеличения $c_{пр}$ при сохранении надежности работы котельной установки обеспечивается организацией ступенчатого испарения с выделением солевых отсеков, питательной водой для которых служит котловая вода чистых отсеков.

Кремниевая кислота обладает повышенной растворимостью в паре при давлении выше 7,0 МПа. В процессе снижения температуры и давления при расширении перегретого пара в турбине могут образовываться трудноудаляемые кремнекислые отложения, снижающие внутренних КПД турбины. Средством борьбы с этим является снижение концентрации кремниевой кислоты в питательной воде.

В прямоточных котельных установках продувка не осуществляется и уравнение (8.19) при $D_{пр} = 0$ имеет вид

$$V (dc/dt) = D (c_{п.в} - c_{п}) + S (\omega_{к} - \omega_{о}). \quad (8.23)$$

Для этих условий можно также рассмотреть стационарные во времени концентрации (концентрация примесей в котловой воде изменяется в широких пределах по длине тракта прямоточного котла, но для дан

ного участка поверхности нагрева она может быть постоянна во времени), т. е. $dc/dt = 0$. Тогда из уравнения (8.23)

$$D (c_{п.в} - c_{п}) + S (\omega_{к} - \omega_{о}) = 0$$

можно получить выражение для количества образующихся отложений

$$\omega_{о} = [D (c_{п.в} - c_{п}) + S \omega_{к}] / S. \quad (8.24)$$

Для естественных примесей воды $\omega_{к} = 0$ и

$$\omega_{о} = (D/S)(c_{п.в} - c_{п}). \quad (8.25)$$

Из выражения (8.25) видно, что при заданной паропроизводительности котла D количество образующихся на поверхности нагрева отложений прямо пропорционально концентрации примесей в питательной воде. Концентрация примесей в паре $c_{п}$ зависит от свойств примесей и параметров пара, а следовательно, при заданных параметрах регулированию не поддается. Поэтому для снижения количества отложений к питательной воде прямоточных котельных установок предъявляются повышенные требования. При $c_{п.в} = c_{п}$ $\omega_{о} = 0$ и отложения естественных примесей воды по всей длине тракта прямоточного котла не образуются.

В атомных энергетических установках с водным теплоносителем прямоточные ПГ нашли ограниченное применение (например, ПГ атомных ледоколов «Ленин», «Сибирь», «Арктика»).

Рассмотренные применительно к ТЭС частные случаи общих уравнений (8.19) и (8.20) полностью могут быть распространены на одно-контурные АЭС и вторые контуры двухконтурных АЭС. Специфика в данном случае проявляется в том, что контуры продувки на АЭС всегда замкнуты, но это не влияет на анализ рассмотренных процессов и его результат.

Естественные примеси появляются в тракте электростанции из внешних источников. Для определения расхода продувки с учетом характеристики внешних источников примесей напишем уравнение баланса поступления и вывода примесей из тракта электростанции:

$$D_{т.у.} c_{к} + D_{ут} c_{д.в} + (1 - \beta) D_{пр} c_{д.в} + q D_{к} c_{о.в} + D_{внш} c_{д.в} = D_{пр} c_{пр} + D_{ту} c_{п} + D_{ут} c_{п}. \quad (8.26)$$

Здесь $c_{к}$, $c_{д.в}$, $c_{о.в}$, $c_{пр}$, $c_{п}$ — содержание примесей в конденсате, добавочной, охлаждающей конденсатор, продувочной воде и паре соответственно, мг/кг; q — отношение количества присосов охлаждающей воды в конденсаторе к расходу пара через него.

После преобразования получим:

$$D_{пр} [c_{пр} - (1 - \beta) c_{д.в}] + D_{ту} (c_{п} - c_{к}) = q D_{к} c_{о.в} + D_{ут} (c_{д.в} - c_{п}) + D_{внш} c_{д.в}. \quad (8.27)$$

Учитывая, что $c_{п} \approx c_{к}$ и принимая, что $c_{п}$ мало по сравнению с $c_{д.в}$, получаем

$$D_{пр} [c_{пр} - (1 - \beta) c_{д.в}] = q D_{к} c_{о.в} + (D_{ут} + D_{внш}) c_{д.в}. \quad (8.28)$$

Отсюда

$$D_{\text{пр}} = qD_{\text{к}} \frac{c_{\text{о.в}}}{c_{\text{пр}} - (1-\beta) c_{\text{д.в}}} + (D_{\text{ут}} + D_{\text{внш}}) \frac{c_{\text{д.в}}}{c_{\text{пр}} - (1-\beta) c_{\text{д.в}}},$$

или

$$D_{\text{пр}} = \frac{qD_{\text{к}}}{c_{\text{пр}}/c_{\text{о.в}} - (1-\beta) c_{\text{д.в}}/c_{\text{о.в}}} + \frac{D_{\text{ут}} + D_{\text{внш}}}{c_{\text{пр}}/c_{\text{д.в}} - (1-\beta)}. \quad (8.29)$$

Вторые члены знаменателей обеих дробей выражения (8.29) $(1-\beta) c_{\text{д.в}}/c_{\text{о.в}}$ и $(1-\beta)$ малы по сравнению с первыми членами. Поэтому в оценочной форме можно записать

$$D_{\text{пр}} \approx [qD_{\text{к}} c_{\text{о.в}} + (D_{\text{ут}} + D_{\text{внш}}) c_{\text{д.в}}] / c_{\text{пр}}, \quad (8.30)$$

или в относительных величинах расходов

$$\alpha_{\text{пр}} \approx [q\alpha_{\text{к}} c_{\text{о.в}} + (\alpha_{\text{ут}} + \alpha_{\text{внш}}) c_{\text{д.в}}] / c_{\text{пр}}. \quad (8.31)$$

Из выражений (8.30) и (8.31) видно, что при допустимом содержании примесей в продувочной воде расход воды продувки определяется количеством присосов охлаждающей воды в конденсаторе, содержанием примесей в охлаждающей воде, расходом пара в конденсаторе, а также утечками и внешними потерями рабочего тела. При $\alpha_{\text{внш}} = 0$

$$\alpha_{\text{пр}} \approx (q\alpha_{\text{к}} c_{\text{о.в}} + \alpha_{\text{ут}} c_{\text{д.в}}) / c_{\text{пр}}. \quad (8.32)$$

Очевидно, что основной вклад в величину $\alpha_{\text{пр}}$ дает первое слагаемое выражения (8.32), так как и $\alpha_{\text{ут}}$ и $c_{\text{д.в}}$ малы. При пропуске всего потока конденсата через ИОФ очистной установки первое слагаемое выражения (8.32) также существенно уменьшается и снижается необходимая величина продувки.

Особенностью первого контура двухконтурных АЭС является радиоактивность его теплоносителя, в связи с чем возникает необходимость ограничить распространение радиоактивного теплоносителя пределами реакторного контура. Поэтому первый контур АЭС всегда замкнут и герметичен. Однако вывод примесей из первого контура также подчиняется изложенным закономерностям. Расход продувки первого контура легко получить из уравнения (8.20) при $D = 0$, что отражает замкнутость и герметичность контура:

$$D_{\text{пр}} = S (\omega_{\text{к}} - \omega_{\text{о}}) / (c_{\text{пр}} - c_{\text{п.в}}), \quad (8.33)$$

а при $\omega_{\text{о}} = 0$

$$D_{\text{пр}} = S \omega_{\text{к}} / (c_{\text{пр}} - c_{\text{п.в}}). \quad (8.34)$$

Здесь концентрация примесей в воде после очистной установки принята равной $c_{\text{п.в}}$. Из выражений (8.33) и (8.34) видно, что расход продувки прямо пропорционален скорости коррозии конструкционных материалов контура. Поэтому до настоящего времени основным конструкционным материалом реакторных контуров АЭС является нержавеющая сталь аустенитного класса типа 0X18H10T. Эта сталь дорогостоящая, в ее состав входят дефицитные легирующие элементы, и, кроме того, она подвержена коррозионному растрескиванию под напряжением при воздействии хлор-иона. Поэтому в составе реакторного контура по мере развития ядерной энергетики будут все шире использоваться более дешевые низколегированные стали перлитного класса или даже простые углеродистые, но в этом случае они должны удовлетворять требованию высокой коррозионной стойкости.

Изменение скорости коррозии металла во времени прямолинейно, если не образуется защитная окисная пленка. При образовании защитной пленки скорость коррозии со временем стабилизируется. Для того чтобы окисная пленка играла роль защитной, она должна быть устойчивой в условиях эксплуатации, сплошной и плотной (без пор и трещин), прочно связанной с основным металлом, устойчивой против внутренних и внешних напряжений.

Термодинамически устойчивым окислом железа при температуре ниже 570°C является, например, магнетит Fe_3O_4 . Окисная пленка в виде магнетита, имеющего шпинельную структуру, обладает хорошими защитными свойствами. Она образуется на углеродистой и нержавеющей стали в воде высокой чистоты при высокой температуре, в результате чего скорость коррозии этих сталей со временем снижается. Однако при хаотичном росте окисной пленки в процессе коррозии кристаллы магнетита имеют разные размеры, между ними образуются поры, а в пленке возникают чрезмерные напряжения, которые приводят при изменении режима работы установок к растрескиванию и разрушению кристаллов окисла.

Процесс образования защитной пленки магнетита на углеродистой стали может быть проведен целенаправленно *. Для этого применяются разбавленные растворы комплексона этилендиаминтетрауксусной кислоты (ЭДТА) или ее солей с начальной концентрацией $\sim 300 \text{ мг/кг}$ [60]. Технологической основой этого процесса является экспериментально обнаруженный советскими исследователями факт, что при глубоком термическом разложении растворенного в воде комплекса ЭДТА с железом образуются в твердой фазе кристаллы магнетита. Для получения магнетита достаточно выдержать раствор $\text{Fe} - \text{ЭДТА}$ при температуре около 280°C в течение 4–6 ч. Технологический процесс обработки углеродистой стали раствором комплексона протекает в два этапа при различной температуре на каждом этапе. На низкотемпературном этапе при циркуляции раствора ($t = 120 \div 150^\circ \text{C}$) происходит взаимодействие комплексона ЭДТА (H_2Y^{2-} , где Y^{2-} — ион комплексона в растворе) с железом и его окислами. При этом в растворе образуется комплекс ЭДТА с железом (FeY^{2-}).

На высокотемпературном этапе ($t = 280^\circ \text{C}$) происходит температурное разложение комплекса FeY^{2-} с образованием продуктов разложения в газовой, жидкой и твердой фазах.

В рассматриваемом процессе главную роль играет продукт температурного разложения (термолиза) в твердой фазе — магнетит Fe_3O_4 . Кристаллизация магнетита из раствора в процессе термолиза облегчается при наличии центров кристаллизации. Поэтому она начинается и продолжается на поверхности металла, где такими центрами служат шероховатости поверхности. Из объема к поверхности комплекс FeY^{2-} транспортируется посредством диффузии и турбулентного массообмена.

Образование магнетита на поверхности металла является необходимым, но недостаточным условием образования защитной пленки. Требуется возникновение связей кристаллов магнетита с основной и между собой. Такие связи устанавливаются при искажении кристаллических решеток, что реализуется при повышенной температуре (высокотемпературный этап), обеспечивающей возможность преодоления энергетического барьера для установления таких связей [60].

Целенаправленное создание защитной окисной пленки магнетита на углеродистой стали позволяет за несколько часов получить окисную пленку, которая в естественных условиях коррозии образуется за сотни часов. Защитные свойства окисной пленки, созданной в результате описанного процесса, выше (рис. 8.6), а скорость коррозии обработанной таким способом углеродистой стали снижается в 8–10 раз по сравнению с необработанной.

* Т. Х. Маргулова. Авторское свидетельство № 165633. — Бюл. изобр. № 16, 1965.

Примеси, выводимые из первого контура, представляют собой радиоактивные продукты коррозии. Очистка теплоносителя проводится на ИОФ по схеме, приведенной на рис. 8.5. Расход продувки определяет, в свою очередь, время работы каждой загрузки ионообменных смол, содержащих радиоактивные продукты коррозии. Смолы подлежат последующему захоронению в хранилищах радиоактивных отходов. Необходимость ограничить их количество также заставляет предъявлять высокие требования к коррозионной стойкости конструкционных материалов, применяемых в первых контурах АЭС.

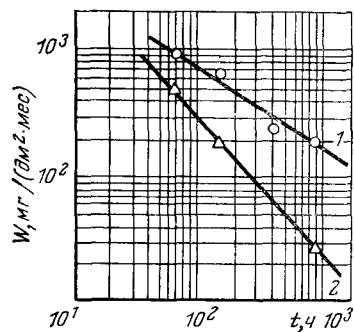


Рис. 8.6. Скорость коррозии перлитной стали 20К при $t=290^\circ\text{C}$ в виде высокой чистоты.

1 — необработанная сталь; 2 — предварительно обработанная раствором комплексона.

Это показывает, что производительность очистной установки первого контура уменьшается на количество организованных протечек. Если наложить дополнительно условие отсутствия отложений, то аналогично (8.34) получим при $w_0 = 0$

$$D_{\text{пр}} = \frac{w_k}{c_{\text{пр}} - c_{\text{п.в}}} S - D_{\text{о.п.}} \quad (8.36)$$

Расчет продувки следует проводить в отдельности для каждой составляющей примеси и принимать большее из полученных значений. Предельную концентрацию продуктов коррозии в продувочной воде обычно устанавливают суммарно по продуктам коррозии всех конструкционных материалов, составляющих контур. В этом случае расчет продувки по продуктам коррозии следует вести по уравнению

$$D_{\text{пр}} = \frac{\sum_{i=1}^n w_{ki} S_i}{c_{\text{пр}} - c_{\text{п.в}}} - D_{\text{о.п.}}$$

Полная герметизация первого контура АЭС в реальных условиях часто оказывается нецелесообразной. Существуют организованные протечки первого контура, которые собирают и отправляют на очистку в количестве $D_{\text{о.п.}}$. В соответствии с количеством протечек осуществляется подпитка первого контура обессоленной водой. В этом случае выражение для расчета продувки следует также получить из общего уравнения (8.20), в котором $c_{\text{п}}$ надо приравнять к $c_{\text{пр}}$, так как очевидно, что вода протечки покидает контур с концентрацией примесей $c_{\text{пр}}$. Итак, при $c_{\text{п}} = c_{\text{пр}}$ и $D = D_{\text{о.п.}}$ выражение (8.20) принимает вид

$$D_{\text{пр}} = [S(w_k - w_0)/(c_{\text{пр}} - c_{\text{п.в}})] - D_{\text{о.п.}} \quad (8.35)$$

где 1, 2, 3, ..., n — металлы, контактирующие с теплоносителем. Например, если в состав первого контура АЭС входят в основном три типа конструкционных материалов — нержавеющая сталь аустенитного класса, цирконий и углеродистая сталь перлитного класса, то

$$\sum_{i=1}^n w_{ki} S_i = S_{\text{н.с.}} w_{\text{н.с.}} + S_{\text{зг.}} w_{\text{зг.}} + S_{\text{у.с.}} w_{\text{у.с.}}$$

где $S_{\text{н.с.}}$, $S_{\text{зг.}}$, $S_{\text{у.с.}}$ — соответственно поверхности аустенитной стали, циркония и перлитной стали, м^2 , $w_{\text{н.с.}}$, $w_{\text{зг.}}$, $w_{\text{у.с.}}$ — соответственно скорости перехода продуктов коррозии указанных материалов в теплоноситель (принимается по отношению к скорости коррозии в данных условиях равной 0,1 для нержавеющей стали и циркония и 0,5 для углеродистой стали).

Концентрация естественных примесей в питательной воде определяется количеством примесей, поступающих с добавочной водой $D_{\text{д.в.}} c_{\text{д.в.}}$, с присосами охлаждающей воды в конденсаторах $q D_{\text{к}} c_{\text{о.в.}}$ и с конденсатом турбин $D_{\text{к}} c_{\text{к}}$. Так как относительное количество примесей в конденсате ничтожно ($c_{\text{к}} \approx 0$), то

$$D_{\text{п.в.}} c_{\text{п.в.}} = D_{\text{д.в.}} c_{\text{д.в.}} + q D_{\text{к}} c_{\text{о.в.}}$$

отсюда (г/кг)

$$c_{\text{п.в.}} = (D_{\text{д.в.}} c_{\text{д.в.}} + q D_{\text{к}} c_{\text{о.в.}}) / D_{\text{п.в.}}$$

Экспериментальные исследования позволяют установить предельные концентрации отдельных примесей в питательной и продувочной водах и паре для различных теплоэнергетических установок. Ниже приведены значения нормируемой величины в пересчете на ион (SO_4^{2-} , NO_3^- , Cl^-), молекулу (NH_3 , N_2H_4 , H_3BO_3 , O_2 , H_2 , CO_2) или атом (K, Fe, Cu, Na).

Показатели водного режима контура реакторов ВВЭР-440 в установившемся режиме при работе на мощности поддерживают в следующих пределах:

Величина pH	> 6,0
Концентрация калия в зависимости от концентрации борной кислоты, мг/кг	2,0—12,0
Концентрация хлоридов, мг/кг	< 0,1
Концентрация окислов железа в пересчете на Fe, мг/кг	< 0,2
Концентрация борной кислоты, г/кг	0—16,0
Концентрация аммиака, мг/кг	> 5,0

В контуре многократной принудительной циркуляции кипящего реактора одноконтурной АЭС поддерживают следующие показатели водного режима:

Величина pH	6,5—7,0
Концентрация хлоридов и фторидов, мг/кг	< 0,1
Концентрация продуктов коррозии (в пересчете на железо), мг/кг	< 0,2
Концентрация меди, мг/кг	< 0,05
Жесткость, мг-экв/кг	< 0,005

Нормы качества продувочной воды и расход воды продувки устанавливаются в результате теплохимических испытаний при разных ре-

жимах работы установок, исходя из соблюдения норм качества пара и чистоты поверхностей теплообмена. Для котельных установок с многократной циркуляцией при давлении выше 10 МПа установлена норма содержания в паре натрия 10 мкг/кг для КЭС и 25 мкг/кг для ТЭЦ и кремниевой кислоты 20 и 30 мкг/кг соответственно для КЭС и ТЭЦ.

В табл. 8.1—8.3 приведены показатели водного режима парогенераторов АЭС, а также котлов с многократной циркуляцией и прямоточных.

Таблица 8.1. Предельные концентрации примесей в воде парогенераторов АЭС с ВВЭР в установившемся режиме

Величина, размерность	Питательная вода	Продувочная вода
Хлориды, мг/кг	0,02	1,0
Жесткость, мкг-экв/кг	0,5	100
Кремниевая кислота в пересчете на SiO ₂ , мг/кг	0,05	5,0
Железо, мкг/кг	25	—
Медь, мкг/кг	15	—
Кислород, мкг/кг	15	—

Таблица 8.2. Показатели качества питательной воды котельных установок с многократной циркуляцией при давлении в барабане 155 кгс/см²

Величина, размерность	Значение	
	для КЭС	для ТЭЦ
Жесткость, мкг-экв/кг	3	3
Концентрация кремниевой кислоты, мкг/кг	50	150
Концентрация железа, мкг/кг	20	20
Концентрация меди, мкг/кг	5	5
Величина pH	9,0±0,2	9,0±0,2
Концентрация гидразина, мкг/кг	30—100	30—100
Концентрация масел и нефтепродуктов, мг/кг	0,3	0,3

Таблица 8.3. Предельные концентрации примесей в питательной воде прямоточных котлов

Величина, размерность	Максимальное значение при параметрах пара	
	докритических	сверхкритических
Натрий, мкг/кг	15	5
Кремниевая кислота, мкг/кг	20	15
Общая жесткость, мкг-экв/кг	0,5	0,2
Железо, мкг/кг	20	10
Медь, мкг/кг	5	5

Глава 9

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

9.1. СОДЕРЖАНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Принципиальная тепловая схема электростанции отражает все этапы технологического процесса преобразования энергии, выделившейся при сжигании органического топлива или делении ядер урана, в электрическую энергию и тепло, используемое для промышленных нужд и теплофикации. Принципиальная тепловая схема электростанции на органическом топливе содержит все основное и вспомогательное технологическое оборудование от котельной установки до турбины по паровым и водяным линиям, а также все оборудование, служащее для отпуска тепла внешним потребителям, термической подготовки добавочной воды, использования тепла продувочной воды и пр.

Для одноконтурной АЭС на схеме приводится все технологическое оборудование контура рабочей среды, а для двухконтурных и трехконтурных схем наряду с оборудованием этого контура — оборудование контуров теплоносителей. На принципиальной схеме показывают лишь те связи (коммуникации) между оборудованием, которые необходимы для осуществления технологического процесса. Резервное оборудование на схеме не указывается. Однотипное оборудование вне зависимости от числа установленных агрегатов изображается одним элементом, а трубопроводы при нескольких параллельных потоках — одной линией.

Принципиальная тепловая схема может быть составлена лишь после того, как на основе предварительных проработок выбраны тип станции, начальные и конечные параметры, цикл паротурбинной установки и мощность ее, схема регенеративного подогрева питательной воды, способ подготовки добавочной воды, схема отпуска тепла потребителю, схемы использования тепла уплотнений турбины, эжекторной установки, продувочной воды паровых котлов и ПГ, испарителей и паропреобразователей и др.

Расчет принципиальной тепловой схемы позволяет установить показатели тепловой экономичности станции и отдельных установок, а также расходы пара, воды и теплоносителей контуров АЭС. Кроме того, по данным этого расчета уточняют технические характеристики основного оборудования и устанавливают технические характеристики, по которым могут быть выбраны или разработаны элементы вспомогательного оборудования.

Ниже рассматриваются основные элементы принципиальных тепловых схем и приводится описание оборудования паровых и водяных линий контуров рабочей среды тепловых и атомных электростанций, а также теплоносителя двухконтурной АЭС.

9.2. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

Как уже отмечалось ранее (см. гл. 5), подогрев питательной воды можно проводить в подогревателях поверхностного и смешивающего типа. Схемы с подогревателями только смешивающего типа применения не нашли, хотя при таких подогревателях повышается тепловая экономичность установки и резко сокращается количество продуктов коррозии, которые образуются в тракте питательной воды и выносятся потоком в котлы и ПГ. Это объясняется тем, что при смешивающих подогревателях необходимо либо после каждой ступени подогрева устанавливать перекачивающий насос, либо располагать подогреватель предстоящей ступени на более высокой отметке (над подогревателем после-

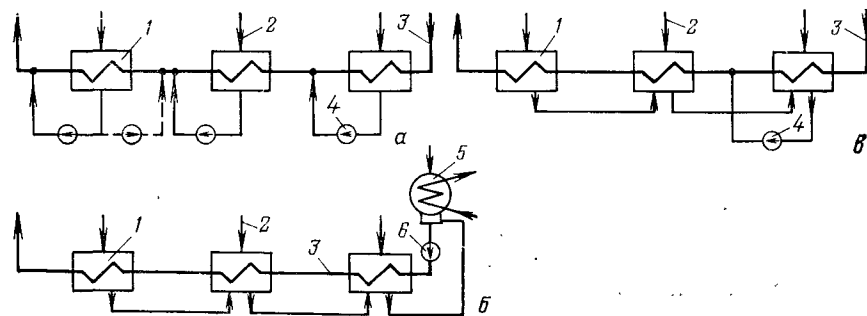


Рис. 9.1. Схемы включения поверхностных подогревателей в систему регенеративного подогрева с дренажными насосами у каждого подогревателя (а), с каскадным отводом конденсата (б) и со смешанным отводом конденсата (в). 1 — регенеративный подогреватель; 2 — подвод пара от отбора турбины; 3 — линия основного конденсата; 4 — дренажный насос; 5 — конденсатор; 6 — конденсатный насос.

дующей ступени подогрева), для того чтобы перетекание воды происходило за счет разности гидростатических уровней. Однако последнее практически можно осуществить лишь в той части схемы, где для подогрева основного конденсата применяется пар низкого давления и разность давлений между отборами не превышает примерно 0,2 МПа, но даже в этом случае подогреватель нижней ступени должен быть расположен над последующим подогревателем на высоте более 20 м. Электростанции, на которых несколько подогревателей низкого давления являются смешивающими, в настоящее время имеют ограниченное распространение. Наиболее часто применяются схемы, в которых только один подогреватель является смешивающим, а все остальные — поверхностными (см. рис. 2.1). Смешивающий подогреватель при этом одновременно является также деаэратором.

Включение поверхностных подогревателей в систему регенеративного подогрева может проводиться по схемам, приведенным на рис. 9.1. Тепловая экономичность установки при работе по схеме, приведенной на рис. 9.1, а, наиболее высокая, так как конденсат пара (дренаж) при смешении с основным конденсатом (или питательной водой, если такая схема применена на подогревателях высокого давления)

несколько повышает температуру воды после подогревателя. Если дренаж направлять по линии, показанной пунктиром, тепловая экономичность понизится. Еще больше тепловая экономичность понизится при каскадном отводе дренажа (рис. 9.1, б), так как здесь во всех подогревателях, кроме первого, часть пара отбора вытесняется паром, образовавшимся при самоиспарении некоторого количества дренажа. Та-

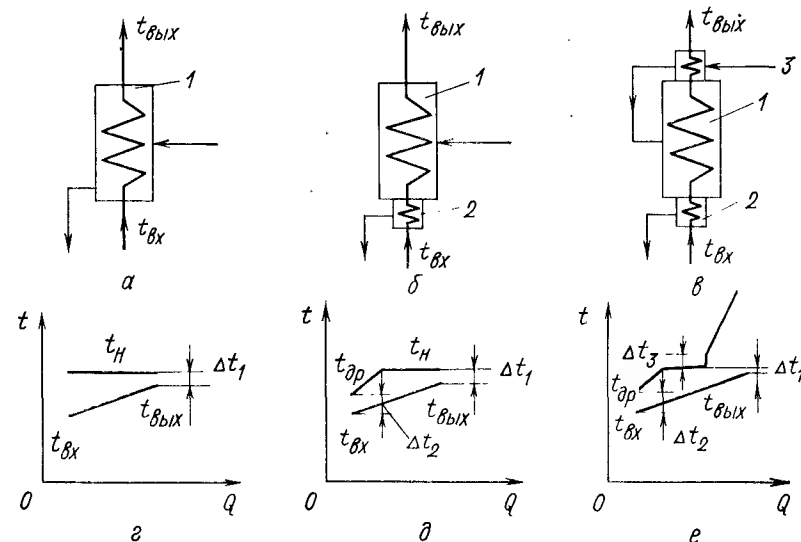


Рис. 9.2. Схемы поверхностных регенеративных подогревателей.

а — простейший подогреватель; б — подогреватель с охладителем дренажа; в — подогреватель с охладителем дренажа и охладителем пара; г-е — tQ -диаграммы для этих схем; 1 — основной подогреватель; 2 — охладитель дренажа; 3 — охладитель перегретого пара.

ким образом, вода в этих подогревателях частично нагревается теплом, отведенным паром предыдущего отбора. При неизменной мощности турбины это приводит к увеличению потерь тепла в холодном источнике. Особенно заметно увеличивает эти потери отвод из последнего подогревателя, так как здесь часть тепла, содержащегося в дренируемом конденсате, отдается охлаждающей воде конденсатора. Именно поэтому схема, приведенная на рис. 9.1, б, обладает наиболее низкой тепловой экономичностью.

Наличие большого количества дренажных насосов усложняет схему, приведенную на рис. 9.1, а, и делает ее менее надежной в эксплуатации. Поэтому схема не нашла применения. Обычно применяют схему, приведенную на рис. 9.1, в, тепловая экономичность которой хотя и несколько ниже (чем для схемы, изображенной на рис. 9.1, а), но здесь требуется лишь один дренажный насос. Работа по схеме, приведенной на рис. 9.1, б, протекает, когда дренажный насос по тем или иным причинам не может быть включен.

В настоящее время применяют поверхностные регенеративные подогреватели различных типов. В одних (рис. 9.2) нагрев питательной воды (или основного конденсата) происходит только вследствие тепло-

отдачи от конденсирующегося пара, в других наряду с поверхностями теплообмена, где осуществляется теплопередача от конденсирующегося пара, выделены поверхности теплообмена, на которых конденсат пара (дренаж) дополнительно охлаждается питательной водой (поверхности охладителя дренажа). Применяются также регенеративные подогреватели с выделенными охладителями перегретого пара.

На рис. 9.2 приведены tQ -диаграммы для подогревателей различных типов. Как видно из рисунков, выделенный охладитель дренажа позволяет понизить температуру конденсата, а охладитель перегретого пара — нагреть воду до более высоких температур на выходе из подогревателя при одних и тех же параметрах пара. Все это повышает тепловую экономичность.

Тепловая экономичность установки зависит не только от температуры питательной воды и числа регенеративных подогревателей (см. гл. 5), но и от перепадов температуры между греющим паром и подогреваемой средой в характерных точках Δt_1 , Δt_2 и Δt_3 (рис. 9.2, г — е).

Увеличение температурных напоров приводит к уменьшению размеров теплообменных поверхностей подогревателей и, следовательно, к уменьшению их стоимости. Однако внутренних абсолютный КПД установки при этом падает и для одних и тех же N_D увеличивается расход топлива. При уменьшении Δt наблюдается обратная картина. Оптимальные значения этих величин выбирают, исходя из технико-экономических расчетов. Обычно недогрев до температуры насыщения Δt_1 находится в пределах 1,5—3°С,

Рис. 9.3. Схемы подогрева питательной воды в подогревателях с охладителями пара и дренажа.

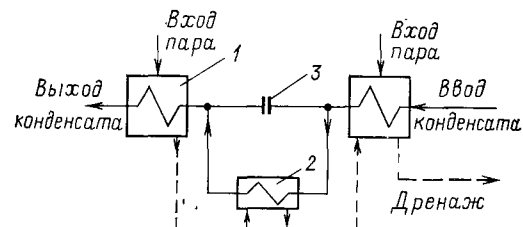
а — вода после ОП смешивается с основным потоком; б — в ОП поступает часть потока, прошедшего все регенеративные подогреватели (схема Виолет); в — ОП установлен перед подогревателем-конденсатором, а нагретая вода в нем направляется в поток, прошедший все подогреватели (схема Некольного — Рикара); 1 — деаэрактор; 2 — подогреватель с охладителем дренажа и охладителем пара; 3 — охладитель пара; 4 — подогреватель с охладителем дренажа.

минимальный температурный напор в охладителях дренажа Δt_2 — в пределах 4—8°С, а остаточный перегрев пара Δt_3 — в пределах 7—15°С. Большие значения температурных напоров являются оптимальными при дешевых топливах, меньшие — при дорогостоящих.

В регенеративном подогревателе с выделенным охладителем пара (ОП), показанном на схеме рис. 9.2, в, через выделенные поверхности проходит вся питательная вода. Обычно через поверхности ОП пропускается лишь часть общего потока воды, так как количество тепла, отбираемого от перегретого пара, относительно невелико, и суммарное входное сечение всех труб, по которым проходит вода, оказывается не-

Рис. 9.4. Схема регенеративного подогревателя с вынесенным охладителем дренажа.

1 — регенеративный подогреватель; 2 — охладитель дренажа; 3 — дроссельная диафрагма.



большим. Основной поток при этом пропускается через байпас. Если вода, прошедшая через ОП, тут же за подогревателем смешивается с основным потоком (рис. 9.3, а), то по тепловой экономичности эта схема не отличается от схемы, показанной на рис. 9.2, в. Известны схемы, по которым в охладитель пара отводится вода, прошедшая все регенеративные подогреватели (рис. 9.3, б). При такой схеме тепло, отнятое от перегретого пара, идет на увеличение температуры питательной воды всей установки, поэтому КПД повышается несколько больше, чем при работе по схеме, приведенной на рис. 9.3, а. Можно также поступающую в пароохладитель воду (как и по схеме на рис. 9.3, а) отбирать непосредственно после поверхностей основного подогревателя, а затем смешивать с основным потоком питательной воды за последним подогревателем высокого давления (рис. 9.3, в). Такая схема наиболее экономична [62, 79].

Наряду с ОП, встроенными в корпус регенеративного подогревателя, применяются охладители, выполненные отдельными теплообменниками. Через такой теплообменник пропускается часть воды из основного потока конденсата, которая после подогрева в этом аппарате вновь смешивается с потоком, идущим в следующий по ходу воды регенеративный подогреватель (рис. 9.4).

По конструкции поверхности регенеративные подогреватели разделяют на подогреватели, выполненные с трубной доской и с коллекторной системой. На рис. 9.5 показан подогреватель с трубной доской без выделенных поверхностей ОП и ОД. Как видно из рисунка, греющий пар подается в верхнюю часть корпуса и конденсируется на наружных поверхностях вертикальных U-образных труб. Движение пара определяется горизонтальными перегородками. Конденсат греющего пара отводится из нижней части корпуса. Для того чтобы с конденсатом не перетекало и некоторое количество пара (что при каскад-

ном сливе дренажа приведет к уменьшению тепловой экономичности установки, а при подаче дренажа в линию основного конденсата — к срывам в работе дренажного насоса), в подогревателе регулятором поддерживается постоянный уровень. Нагреваемая вода подается во входную часть камеры, проходит U-образные трубы и попадает в другое отделение. Если подогреватель двухходовой, то вода здесь отво-

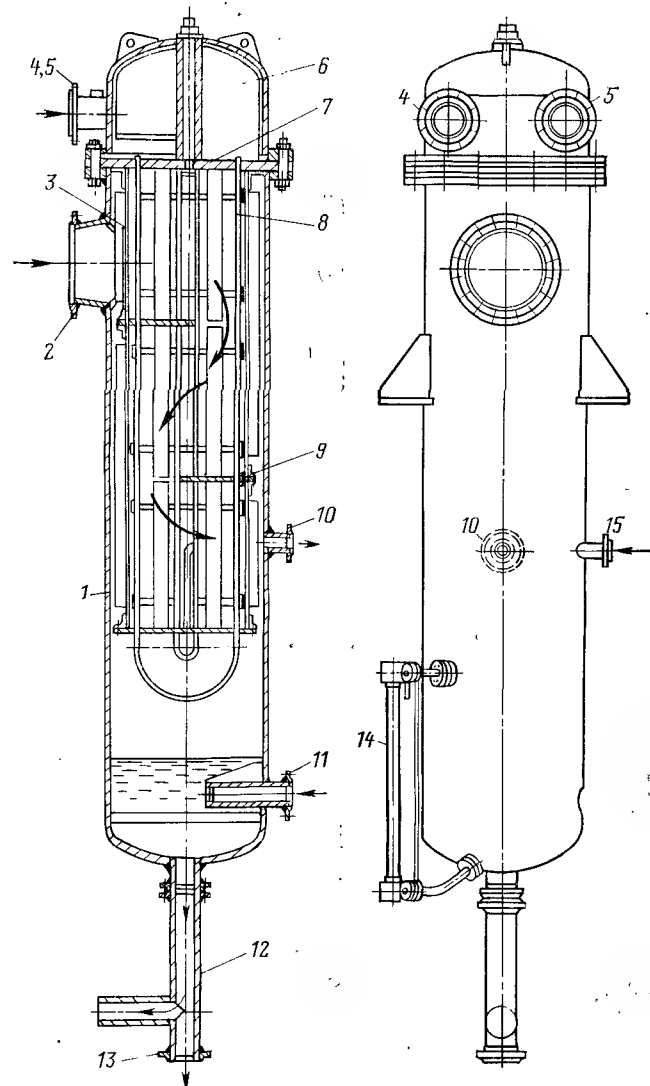


Рис. 9.5. Регенеративный подогреватель с трубной доской.

1 — корпус; 2 — подвод греющего пара; 3 — защитный щит; 4, 5 — входной и выходной патрубки основного конденсата; 6 — водяная камера; 7 — трубная доска; 8 — латунные U-образные трубы; 9 — направляющие перегородки; 10 — отсос воздуха; 11 — подвод дренажа из другого подогревателя; 12 — слив конденсата греющего пара; 13 — штуцер для опорожнения; 14 — водомерное стекло; 15 — подвод неконденсирующихся газов из другого подогревателя.

дится через выходной штуцер. При четырехходовом подогревателе вода делает еще два хода. Требуемое движение воды обеспечивается устройством перегородок в водяной камере.

На корпусе подогревателя имеются штуцера для перепуска неконденсирующихся газов и подвода дренажей из подогревателя более высокого давления. Неконденсирующиеся газы в подогревателях низкого давления перепускаются из одного подогревателя в другой, а из последнего — в конденсатор.

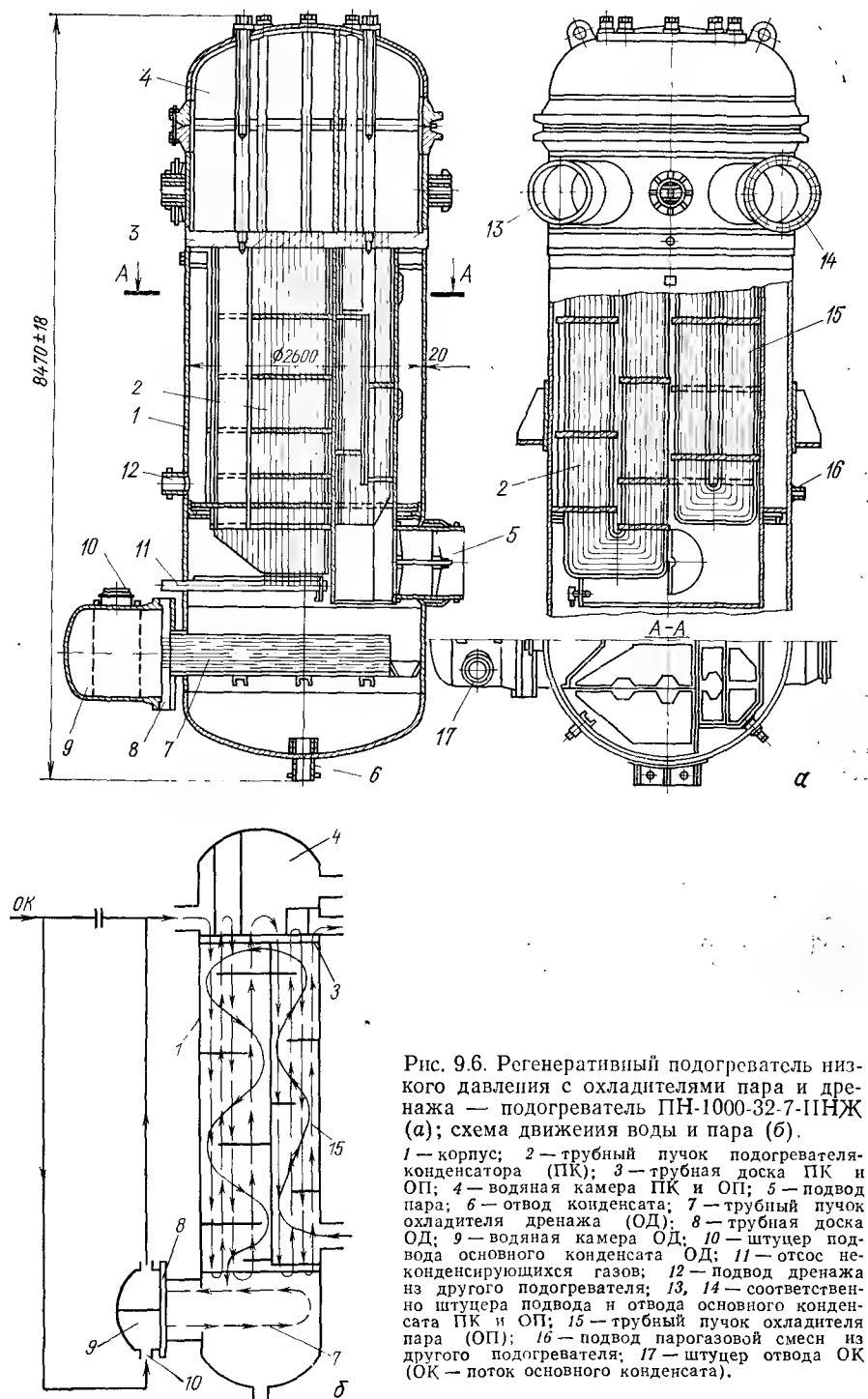
Регенеративные подогреватели с трубной доской выпускаются заводами для давлений со стороны воды до 7,0 МПа. Таким образом, все подогреватели низкого давления (до деаэратора) могут иметь теплообменные поверхности, собранные из U-образных труб, установленных в трубных досках.

В настоящее время на крупных блоках наряду с регенеративными подогревателями низкого давления (ПНД), в которых подогрев основного конденсата происходит только в трубных пучках, обогреваемых конденсирующимся паром (рис. 9.5), имеются подогреватели с встроенными ОД, а также подогреватели, в которых имеются как ОД, так и ОП. На рис. 9.6 показан регенеративный подогреватель низкого давления с U-образными трубками, установленными в трубных досках с ОП и ОД. Трубы ОП размещаются здесь в выделенном отсеке корпуса подогревателя. Пучок этих труб располагается параллельно трубам, на поверхностях которых пар конденсируется [трубы пучка подогревателя-конденсатора (ПК)]. ОД располагается внизу корпуса регенеративного подогревателя. Перегретый пар от отбора турбины поступает в нижнюю часть подогревателя, проходит трубы ОП (рис. 9.6, а) и при температуре, близкой к t_n , перетекает через отверстия в кожухе сварного отсека в подогреватель-конденсатор. Здесь пар конденсируется, а образующийся конденсат стекает в ОД, где охлаждается частью потока основного конденсата. Охлажденный конденсат греющего пара отводится через штуцер, расположенный в нижней части корпуса.

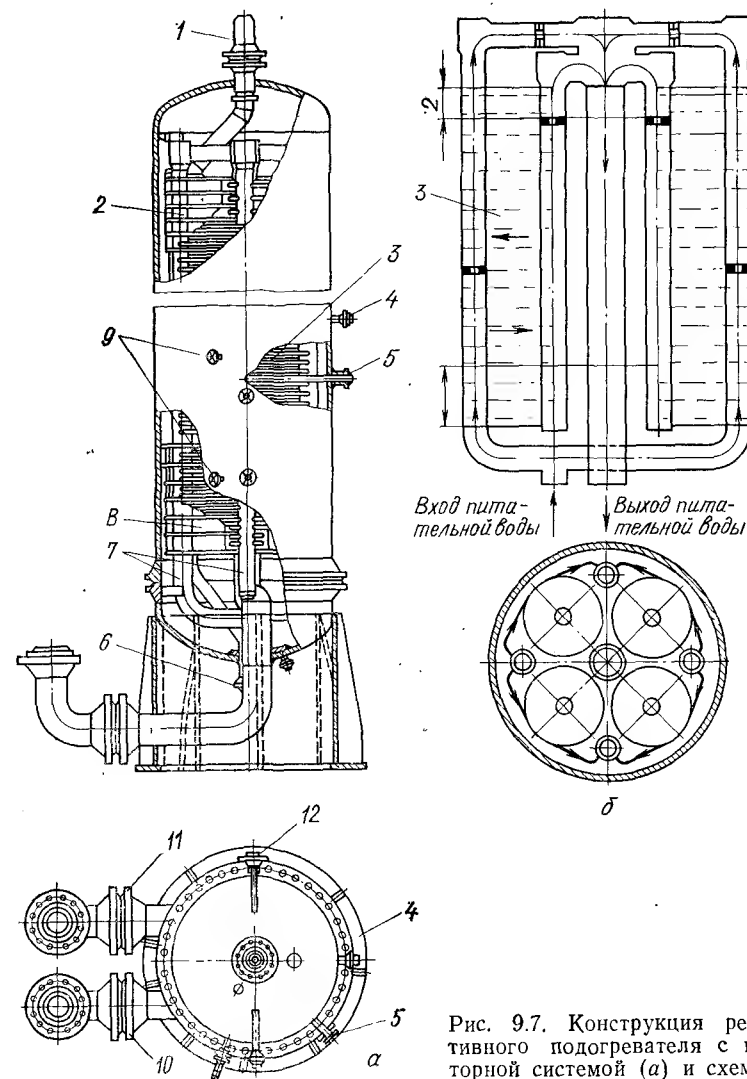
Поток основного конденсата поступает во входную часть водяной камеры, проходит последовательно четырехходовые подогреватель-конденсатор и охладитель пара, после чего попадает в выходную часть камеры, откуда выходит через отводящий штуцер. Небольшая часть потока основного конденсата до поступления в трубный пучок подогревателя-конденсатора подается в водяную камеру ОД, проходит U-образные трубы охладителя и, подогретая, сливается с основным потоком (рис. 9.6, б).

Приведенный на рис. 9.6 регенеративный подогреватель устанавливается на блоке с одновальной турбиной К-800-240. Трубные пучки в нем собраны из труб $\varnothing 16 \times 1$, изготовленных из стали X18H10T.

Регенеративный подогреватель с коллекторной системой показан на рис. 9.7. В корпусе подогревателя располагаются четыре пучка двойных спиральных трубок, к которым от двух вертикальных коллекторов подводится подогреваемая вода. Отводится вода также в вертикальные коллекторы. В коллекторах имеются разделительные диафрагмы, которые обеспечивают требуемое число ходов в подогревателе и соответствующую скорость воды в трубках. Трубки подогревателя



разделяются горизонтальными перегородками. Перегородки устанавливаются так, чтобы создать скорости пара и конденсата, обеспечивающие необходимые значения коэффициентов теплоотдачи при допустимых гидравлических сопротивлениях. В перегородках имеются отверстия, по которым пар и конденсат перетекают из одной секции в другую.



Греющий пар подводится непосредственно к охладителю пара сверху (как показано на рисунке) или через штуцер, расположенный в цилиндрической части корпуса; охлажденный конденсат отводится из нижней части подогревателя. Снизу расположены также подводящий и отводящий штуцера питательной воды. Неконденсирующиеся газы отбираются трубкой, установленной над охладителем конденсата.

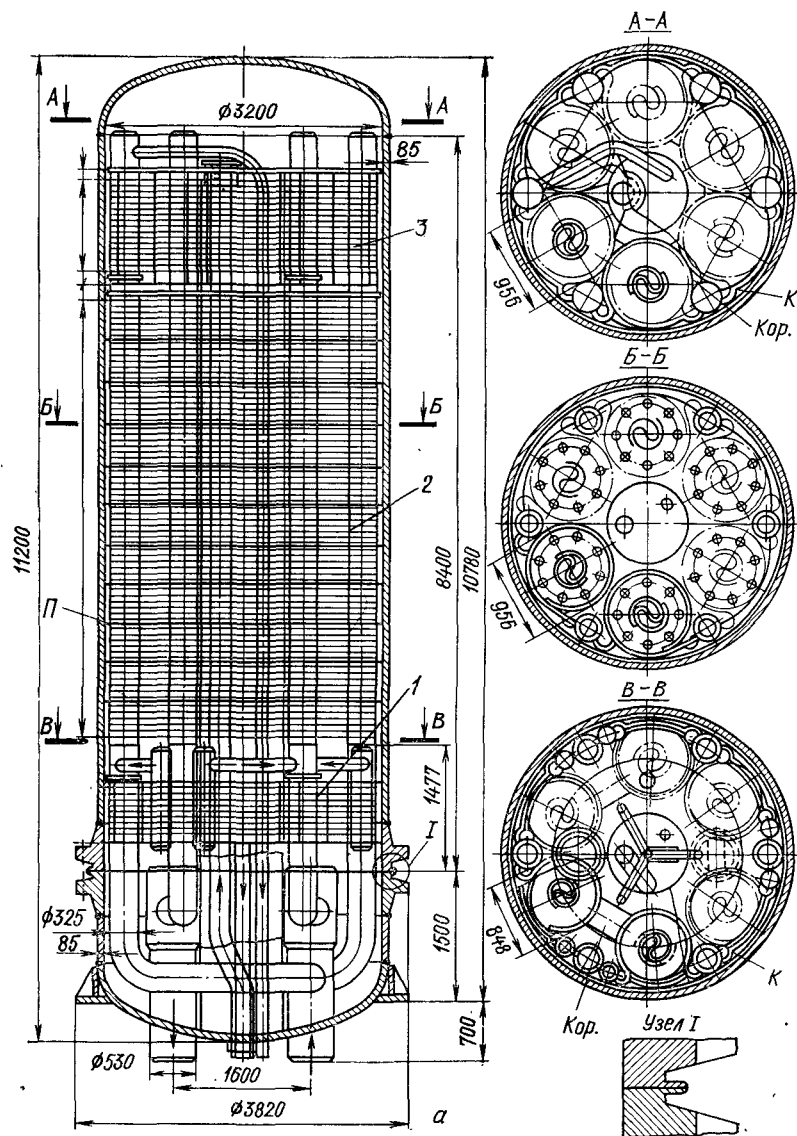
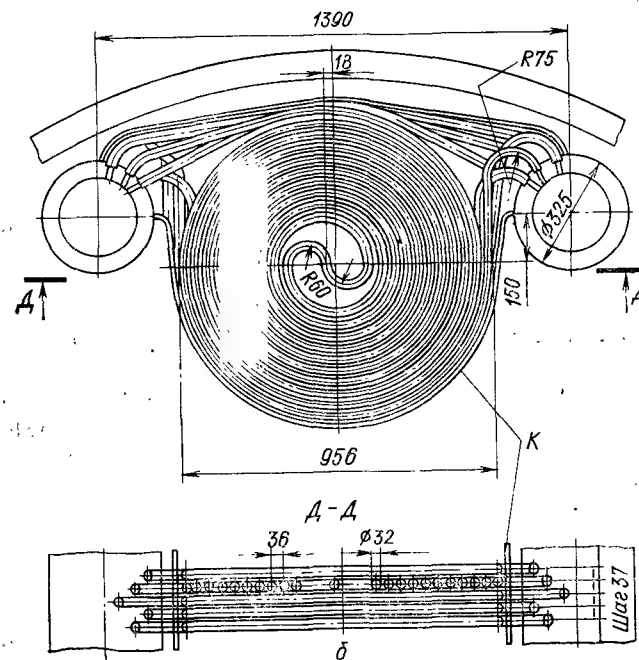


Рис. 9.8. Конструкция и расположение греющих элементов регенеративного а — корпус регенеративного подогревателя с греющими элементами и коллекторной системой; б — спиральный однорядный змеевик; 1 — охладитель дренажа; 2 — подогреватель-ПК; Кор. — перепускной короб.

Корпус подогревателя имеет внизу фланцевое соединение, верхняя часть его при ремонте может быть снята краном, имеющимся в машинном зале. Остальные элементы конструкции понятны из рисунка.

Регенеративные подогреватели с коллекторной системой выпускаются заводами для давлений в трубной системе до 38,0 МПа и используются как ПВД, устанавливаемые после питательных насосов. Новые конструкции таких подогревателей отличаются хорошим заполнением объема корпуса, вследствие чего оказалось возможным даже на крупных блоках на каждом отборе устанавливать один регенеративный подогреватель, т. е. применять схему с так называемой *однониточной* группой ПВД. Иногда на таких подогревателях предусматривается также отдельный отвод питательной воды, подогретой в охладителе пара. Последнее дает возможность при встроенном ОП использовать тепло поступающего в подогреватель перегретого пара по схеме Некольного — Рикара (см. рис. 9.3, в). На рис. 9.8 показаны конструкция и расположение греющих пучков подогревателя блока с турбиной К-500-240. Регенеративный подогреватель имеет отдельно выделенные поверхности ОП, ПК и ОД, собранные из пучков однорядных спиральных труб $\varnothing 32 \times 5$ (для ПК и ОД) и $\varnothing 32 \times 6$ (для ОП). Каждый пучок змеевиков ОП заключается в свой кожух. Кожухи соединены между собой перепускными коробами. Греющий пар подводится к двум пучкам



подогревателя высокого давления турбины К-500-240. системой; б — спиральный однорядный змеевик; 1 — охладитель дренажа; 2 — подогреватель-ПК; Кор. — перепускной короб.

(колонкам) ОП по стояку, расположенному в центральной части корпуса аппарата, и проходит последовательно три колонки. Из одной колонки в другую пар перетекает по коробам. Охладитель конденсата имеет такую же конструкцию, однако конденсат в нем подводится к одной колонке и поэтому последовательно протекает все пучки.

Схемы движения пара и конденсата показаны на рис. 9.9, а. На рис. 9.9, б дана схема движения питательной воды через подогреватель. Как видно из рисунка, вода подводится снизу к трем коллекторам. От этих коллекторов часть потока перепускается в коллекторы ОД. После охладителя дренажа весь поток воды вновь собирается в этих коллекторах и направляется в спиральные трубы ПК и ОП. Поток, прошед-

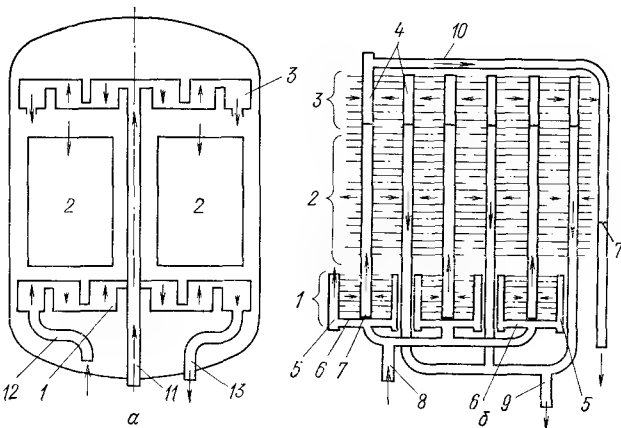


Рис. 9.9. Схема движения потоков пара и конденсата (а) и питательной воды (б) в ПВД.

1, 2 и 3 — поверхности ОД, ПК и ОП; 4 — коллекторы питательной воды; 5 — коллекторы ОД; 6 — перепускные трубы; 7 — ограничительные шайбы; 8, 9 — соответственно вход питательной воды и ее выход; 10 — отвод воды из ОП; 11 — подвод пара; 12 — вход конденсата; 13 — отвод конденсата.

ший трубы ПК, отводится через коллекторы в общую линию и направляется в следующий регенеративный подогреватель или питательную магистраль котла (ПГ), а часть питательной воды, прошедшая ОП, вне зависимости от того, на каком отборе установлен подогреватель, направляется в поток воды, прошедшей все регенеративные подогреватели.

На электростанциях, работающих при докритических начальных параметрах на органическом топливе, а также на двухконтурных АЭС трубки подогревателей низкого давления изготавливаются из латуни, а змеевики подогревателей высокого давления — из углеродистой стали. Углеродистая сталь для трубной системы ПНД применяться не может, так как конденсат содержит кислород и уголекислоту и, следовательно, трубки из углеродистых сталей в этих условиях будут сильно корродировать.

На одноконтурных АЭС трубки ПНД изготавливают из нержавеющей стали, так как попадание в реактор меди нежелательно. Для змеевиков ПВД также целесообразно применять нержавеющую сталь, так как здесь усиливается коррозия трубок с внешней стороны из-за повышенного содержания радиолитического кислорода.

Трубки из нержавеющей стали начинают применять также для ПНД обычных электростанций при сверхкритических начальных параметрах пара (см. рис. 9.6). Это делают для того, чтобы избежать отложений, содержащих окислы меди и железа, в топочных экранах котла (имеющих наиболее высокие тепловые нагрузки) и в проточной части

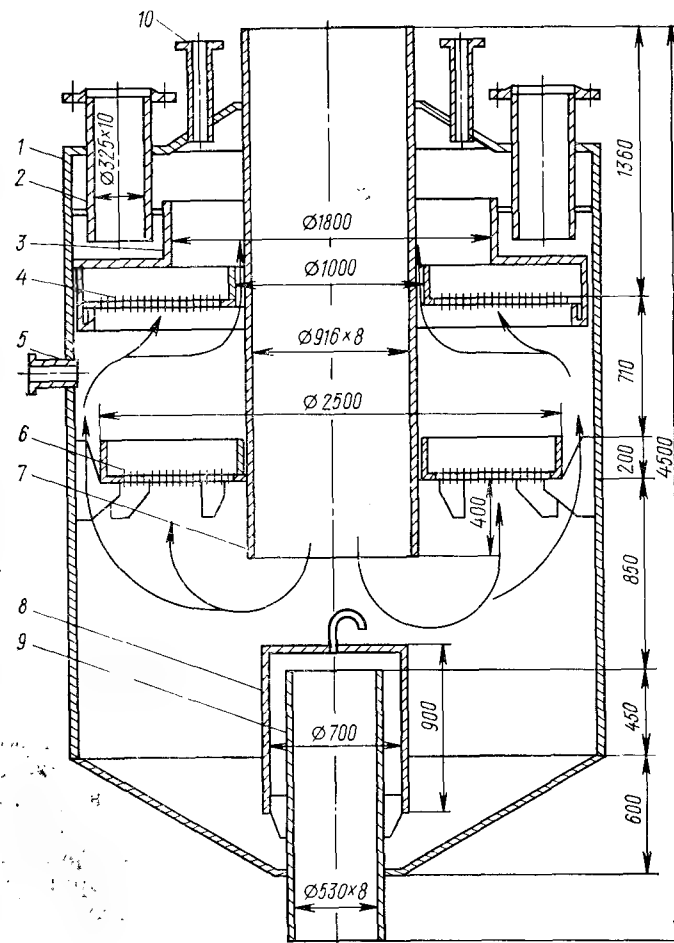


Рис. 9.10. Регенеративный подогреватель смешивающего типа конструкции ЦКТИ.

турбин. Отложения понижают экономичность турбоагрегата и могут привести к аварии котла. При сверхкритических начальных параметрах на блоках с латунными трубами образование отложений протекает весьма интенсивно. Поэтому замена латунных труб трубами из Х18Н10Т (которая приводит к удорожанию регенеративных подогревателей) здесь быстро окупается.

Регенеративный подогреватель смешивающего типа показан на рис. 9.10. Подогреваемый конденсат поступает по двум трубам 2 в камеру 3 корпуса подогревателя 1. Из камеры 3 конденсат переливается на дырчатый лист 4, с которого вода струями стекает на следующий лист 6, а оттуда падает вниз в водяной объем подогревателя. Пар подается по центральной трубе 7 и, обтекая падающие струи (по линиям, показанным стрелками), конденсируется. Подогретая вода отводится по трубе 9 через гидравлический затвор, образуемый переливным стаканом 8 и этой трубой. Некоторое количество пара вместе с неконденсирующимися газами отводится по патрубкам 10. Паровоздушная смесь из подогревателя более высокого давления подводится по штуцеру 5. Подогреватель рассчитан на подогрев 1000 т/ч конденсата из отбора с давлением 0,06 МПа. Энтальпия конденсата при этом может быть увеличена на 95 кДж/кг.

9.3. ДЕАЭРАТОРЫ

На электростанциях термические деаэратеры применяются для деаэрации питательной воды паровых котлов, ПГ и реакторов (при одноконтурной схеме), испарителей и паропреобразователей, а также для деаэрации подпиточной воды тепловых сетей.

Деаэратеры питательной воды паровых котлов и ПГ АЭС включаются в систему регенеративного подогрева. При этом применяются две схемы подсоединения их к отборам турбины: деаэратор может быть подключен как отдельный регенеративный подогреватель или установлен перед основным поверхностным подогревателем на паре того же отбора (рис. 9.11). По схеме, приведенной на рис. 9.11, а, при изменении нагрузки турбины деаэратор либо работает на скользящем давлении, либо давление в нем выбирается заметно отличающимся от давления в отборе и поддерживается постоянным дросселированием.

На скользящем давлении ухудшаются условия работы питательных насосов, а дросселирование пара приводит к уменьшению тепловой экономичности установки. На случай значительного снижения давления пара в отборе при работе по схеме, приведенной на рис. 9.11, а, необходимо предусмотреть дополнительный подвод пара из стоящего выше отбора. Схему целесообразно применять на электростанциях с базовой нагрузкой или на ТЭЦ при подсоединении деаэратора к производственному отбору (когда давление пара в этом отборе изменяется мало).

По схеме, изображенной на рис. 9.11, б, деаэратор и следующий за ним (по ходу воды) подогреватель составляют вместе одну ступень подогрева питательной воды. Дросселирование пара на входе в деаэратор в этом случае никак не отражается на тепловой экономичности и давление в деаэраторе легко может поддерживаться постоянным в сравнительно широком диапазоне изменения мощности турбины. Поэтому данная схема находит наиболее широкое применение.

Деаэратеры питательной воды котельных установок и ПГ АЭС на электростанциях работают при давлении до 0,6—0,7 МПа, деаэратеры воды испарителей и паропреобразователей — при давлении

ниже $\sim 0,12$ МПа, а деаэратеры подпиточной воды тепловых сетей — либо также при давлении $\sim 0,12$ МПа, либо под вакуумом. Подпиточную воду желательно подводить в систему при температуре до 60—70 °С.

Раньше деаэратеры питательной воды устанавливались на давлении около 0,12 МПа. Переход к схеме с деаэратором повышенного давления (0,6—0,7 МПа) позволил уменьшить число регенеративных подогревателей высокого давления, заменив один из них более дешевым и надежным подогревателем низкого давления. Однако при этом потребовалось заменить питательные насосы, работавшие при температуре воды 104 °С, на насосы, которые могут перекачивать воду при 158—165 °С.

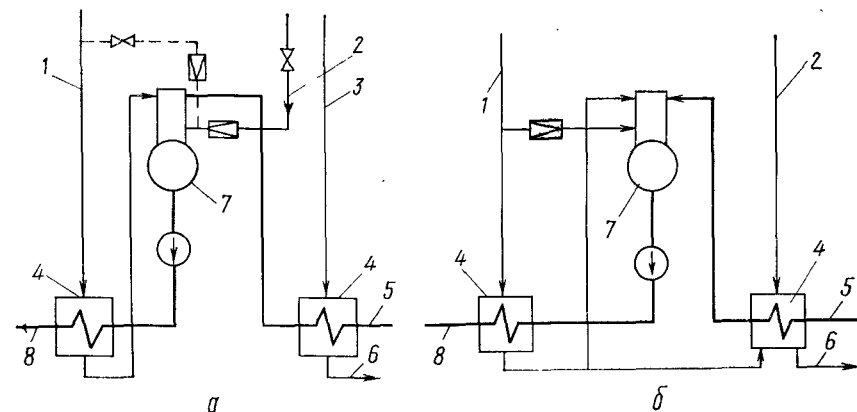


Рис. 9.11. Схемы включения деаэратора.

а — деаэратор является отдельным регенеративным подогревателем; б — деаэратор является предвключенной ступенью поверхностного подогревателя; 1—3 — от последовательных отборов турбин; 4 — регенеративный подогреватель; 5 — линия ОК; 6 — отвод дренажа; 7 — деаэратор; 8 — линия питательной воды.

В соответствии с требованиями Правил технической эксплуатации электрических станций и тепловых сетей (ПТЭ) [40] для котельных установок с давлением до 10 МПа содержание кислорода в деаэрированной воде (до ввода обескислороживающих химических реагентов или при временном прекращении дозирования этих реагентов, если они вводятся до деаэратора) не должно превышать 20 мкг/кг, а при давлениях 10 МПа и выше и на двухконтурных АЭС с поверхностями нагрева ПГ, выполненных из стали 0Х18Н9Т (при всех давлениях, на которые они проектируются), не должно быть более 10 мкг/кг. Вода в деаэраторе при этом должна подогреваться до температуры, очень близкой к температуре насыщения.

В деаэраторах электростанций подогрев воды ведется паром в смешивающих устройствах струйного, пленочного и барботажного типов.

В настоящее время наиболее распространены деаэратеры струйного типа и аппараты, в которых наряду с теплообменом и десорбцией, происходящих при омывании паром струй воды, эти процессы осуществляются также в условиях барботажа.

На рис. 9.12 приведены схемы деаэрационной установки, работающей при избыточном давлении и под вакуумом. Установка в основном состоит из деаэрационной колонки, бака-аккумулятора и охладителя выпара. В вакуумном деаэраторе имеется также эжектор, поддерживающий вакуум в аппарате.

Подогрев воды и деаэрация газов осуществляются в основном в колонках деаэраторов. Баки-аккумуляторы служат для сбора и хранения определенного запаса воды. Однако в некоторых конструкциях устройства по деаэрации устанавливаются также в баках. На блочных конденсационных электростанциях запас воды в баках должен соответствовать расходу ее в котел в течение 5 мин, на неблочных КЭС — в те-

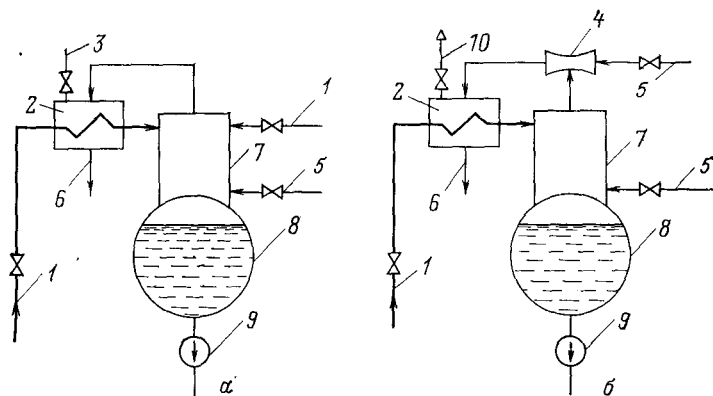


Рис. 9.12. Схемы деаэрационной установки избыточного давления (а) и вакуумная (б).

1 — подвод деаэрируемой воды; 2 — охладитель выпара; 3 — отвод паровоздушной смеси; 4 — эжектор; 5 — подвод пара; 6 — дренажный бак; 7 — деаэрационная колонка; 8 — бак-аккумулятор; 9 — питательный насос; 10 — выхлоп в атмосферу.

чение 10 мин, на ТЭЦ — в течение 15 мин. На АЭС запас воды рекомендуется поддерживать в размерах 0,8—1,1 кг на 1 кВт установленной электрической мощности [59].

Для нормальной деаэрации вместе с неконденсирующимися газами необходимо отводить 1,5—2,0 кг пара на каждую тонну деаэрированной воды. На схемах, показанных на рис. 9.12, паровоздушная смесь (выпар) отводится к охладителю выпара, где основная часть пара конденсируется, отдавая тепло направляемой в деаэратор воде. На деаэраторах основного конденсата паротурбинных электростанций высокого давления этот поток направляется на эжекторную установку турбины и уплотнение низших точек, и охладитель выпара здесь не нужен (см. гл. 10).

Деаэрационная колонка атмосферного струйного деаэратора показана на рис. 9.13, а. Вода подводится к верхней части колонки и через водослив сливается на верхнюю тарелку. На всей кольцевой поверхности тарелки имеются отверстия диаметром 5—6 мм. Через эти отверстия вода струями падает на стоящую ниже тарелку, а оттуда через такие

же отверстия — на следующую. По высоте устанавливаются четыре — восемь тарелок. Одни из них дискообразные, другие — кольцеобразные. Пар подводится в нижнюю часть колонки и, многократно пересекая струи воды (движение пара показано на рис. 9.13, а стрелками), конденсируется. Выпар удаляется из верхней части колонки, а деаэрированная вода стекает вниз в бак-аккумулятор. Деаэратор имеет несколько штуцеров для подвода деаэрируемой воды. Основной поток подводится к верхним штуцерам, а дренажи, дистиллят испарителей

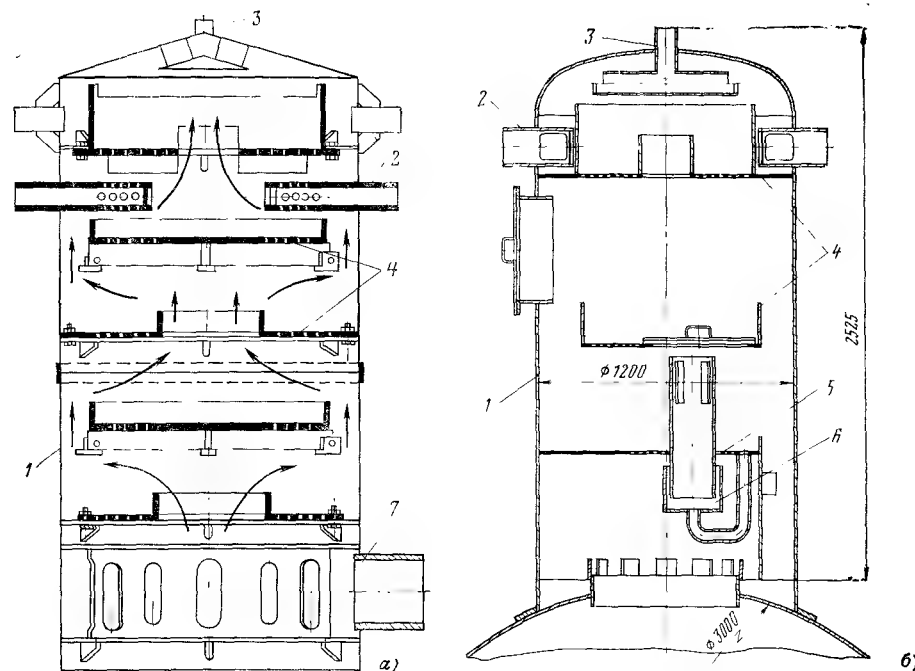


Рис. 9.13. Колонка струйного (а) и струйно-барботажного (б) деаэраторов.

1 — колонка; 2 — подвод деаэрируемой воды; 3 — отвод выпара; 4 — струйная тарелка деаэратора; 5 — барботажная тарелка; 6 — переливное устройство; 7 — подвод греющего пара к колонке.

(если деаэратор установлен на линии регенеративного подогрева питательной воды), имеющие обычно более высокую температуру, — в нижние

В приведенной на рис. 9.13, а конструкции в колонке деаэратора подогрев воды и десорбция газов происходят только при омывании паром струй жидкости, т. е. все тарелки являются струйными. Колонка, в которой наряду с двумя струйными имеется также барботажная тарелка, показана на рис. 9.13, б. Барботажной тарелкой является дырчатый лист, широко применяемый уже многие годы для промывки пара в испарителях, ПГ и в барабанах паровых котлов [52]. Проходящий через отверстия листа пар препятствует протеканию жидкости (падающей на лист струями с верхней тарелки). С листа вода перете-

кает через перелив в нижнюю часть колонки, откуда сливается в бак-аккумулятор. Необходимый на листе уровень жидкости обеспечивается соответствующей высотой перелива.

В средней части листа имеется перепускное устройство с гидрозатвором. Когда давление под барботажным листом возрастает (при увеличении расхода пара, поступающего в деаэратор), часть пара перепускается через это устройство.

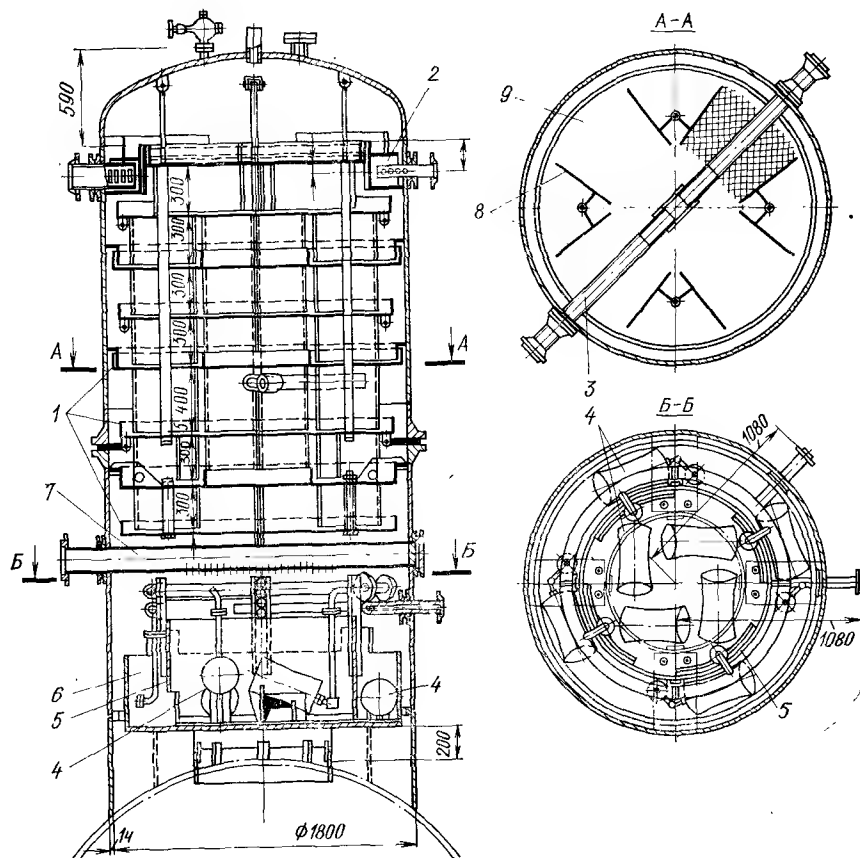


Рис. 9.14. Колонка деаэрата повышенного давления.

1 — тарелка; 2 — камера; 3 — подвод дренажа из регенеративных подогревателей; 4 — барботеры с соплами; 5 — кольцевая перегородка; 6 — бачок барботажного устройства; 7 — подвод греющего пара; 8 — перегородки для направления парового потока; 9 — коридоры для прохода пара (к центру или от центра колонки).

Весь пар подается в аккумуляторный бак, где до поступления в колонку он протекает над уровнем воды в баке.

В струях вода нагревается до температуры, близкой к температуре насыщения t_n , при этом удаляется также основная часть газов. Оставшиеся газы удаляются на барботажной тарелке и, в определенной мере, в бак-аккумуляторе. На барботажном листе вода догревается также до температуры насыщения.

В струйно-барботажных деаэраторах достигается более глубокая деаэрация воды, чем в деаэраторах, не имеющих барботажных устройств.

На рис. 9.14 показана колонка деаэрата повышенного давления. Наряду со струйными деаэрационными тарелками, аналогичными по конструкции описанным выше, в нижней части установлено барботажное устройство с паровыми соплами. Во время работы деаэрата пар из сопл барботирует через воду, находящуюся в бачке устройства, поэтому здесь происходит дальнейшая деаэрация воды.

Барботажные устройства в колонках деаэратов могут быть выполнены также в виде дырчатых листов с равномерно распределенными отверстиями, живое сечение которых составляет 25—30% сечения колонки (рис. 9.15). Греющий пар направляется в кольцевую камеру 3, а затем через отверстия 4 — под нижнюю барботажную тарелку 5.

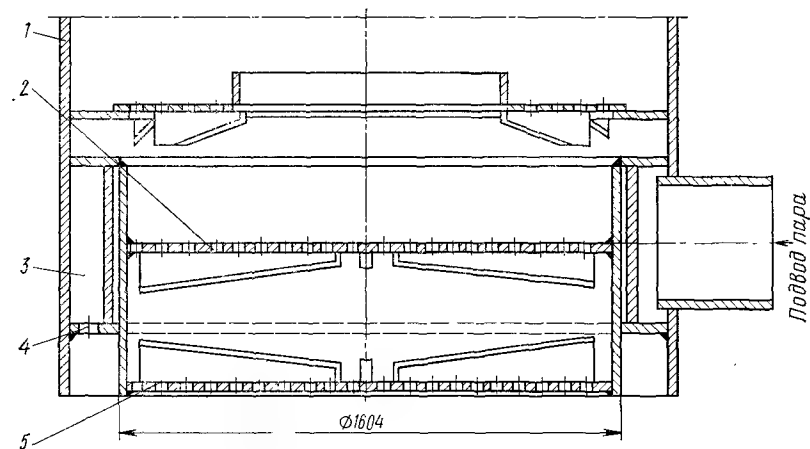


Рис. 9.15. Барботажное устройство в колонке деаэрата повышенного давления.

1 — колонка; 2, 5 — барботажные тарелки (дырчатые листы); 3 — кольцевая камера; 4 — перепускные отверстия.

Деаэрируемая вода, пройдя последнюю тарелку струйного типа, падает сначала на верхнюю 2, потом на нижнюю 5 барботажные тарелки, а затем поступает в бак-аккумулятор.

На барботажных тарелках такой конструкции протекает неравномерный барботаж, характеризующийся тем, что в часть отверстий пропускает пар, другие отверстия — воду (провальный режим).

В деаэраторах повышенного давления, выпускаемых в настоящее время, нижняя тарелка является барботажной, работающей в режиме, при котором пар протекает через все отверстия листа (в беспровальном режиме). На рис. 9.16 показана схема горизонтальной колонки струйно-барботажного деаэрата повышенного давления. Такие деаэраты устанавливаются сейчас на блоках мощностью 500, 800 и 1200 МВт. Колонка внутренним диаметром около 3,4 м имеет три струй-

ные и одну барботажную тарелку. Поток основного конденсата турбины поступает на верхнюю тарелку 5, 30% конденсата (общего расхода при номинальной мощности паротурбинной установки) перетекает струями на следующую тарелку 4, а остальная часть перепускается туда через перепускные короба. На верхнюю тарелку подаются также потоки воды из уплотнений бустерных и питательных насосов. Короба направляют воду в отсек с переливами, причем справа перелив ниже, чем слева. Поэтому сначала вода отводится на правую часть тарелки, а затем перетекает на левую, откуда струями стекает вниз на следующую тарелку. При движении воды вдоль тарелки (на схеме перетекание воды из одной секции в другую не показано) из нее выделяются пузырьки

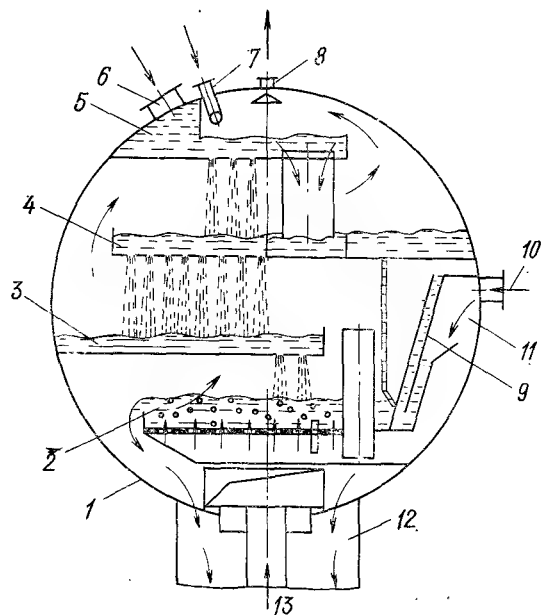


Рис. 9.16. Горизонтальная колонка струйно-барботажного деаэраатора повышенного давления.

1 — колонка; 2 — барботажная тарелка; 3—5 — струйные тарелки; 6 — подвод основного конденсата; 7 — вода из уплотнений бустерных и питательных насосов; 8 — выпар; 9 — гидравлический затвор; 10 — подвод пара; 11 — паровая камера; 12 — отвод деаэрированной воды в бак-аккумулятор; 13 — отвод пара из бака-аккумулятора.

газов. Третья тарелка 3 имеет перфорацию лишь на небольшой площади справа. Здесь вода перетекает на последнюю тарелку барботажного типа 2, откуда отводится в бак-деаэраатор.

Пар подается в паровую камеру 11, откуда поступает под дырчатый лист барботажной тарелки 2. В нормальных условиях под дырчатым листом образуется паровая подушка, вследствие чего обеспечивается равномерная загрузка всей площади листа. При высоких расходах пара, чтобы предупредить чрезмерное возрастание парового слоя под листом, часть пара перепускается в пространство между второй и третьей тарелками, где во всех режимах конденсируется большая часть пара, поступающего в деаэраатор.

Дренажи из подогревателей высокого давления подводятся в бак-аккумулятор, а образующийся при вскипании дренажей пар отводится в короба, расположенные в нижней части колонки. По этим коробам пар перепускается в оба торца колонки. Выпар отводится из колонки по трубе 8.

Барботажная деаэрация может осуществляться также в баке-аккумуляторе (рис. 9.17). Дырчатый лист располагается в нижней части бака под слоем воды высотой 1,5—2,5 м. Деаэрируемая вода, прошедшая такое устройство, перегревается. Поднимаясь затем вверх, вода частично испаряется. Таким образом, процесс деаэрации воды в подобных устройствах осуществляется барботированием ее паром при последующем вскипании перегретой воды. Все это обеспечивает глубокую деаэрацию. Температура воды на выходе из деаэраатора при этом соответствует температуре насыщения при давлении, равном давлению пара в баке-аккумуляторе. Такие устройства применяются обычно на выпускавшихся ранее деаэрааторах, на которых барботажные тарелки не устанавливались.

Деаэраторы со струйными и барботажными устройствами (деаэраторы комбинировочного типа) более эффективны, чем деаэраторы с уст-

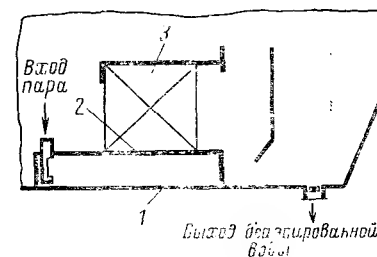


Рис. 9.17. Барботажное деаэрационное устройство в баке-аккумуляторе (конструкция К. А. Блинова).

1 — бак-аккумулятор; 2 — дырчатый лист; 3 — пакет отдельных листов.

ройствами только струйного типа. Кроме того, в таких конструкциях высота струйной колонки может быть уменьшена.

Деаэрационные колонки с устройствами пленочного типа показаны на рис. 9.18. В одной из них (рис. 9.18, б) деаэрация протекает при течении пленки по цилиндрическим вертикальным стальным листам толщиной 0,5—1,5 мм. Такие деаэраторы, называемые деаэраторами с упорядоченной насадкой, применяются для деаэрации подпиточной воды тепловых сетей. Они работают с высокими плотностями орошения [до 200—300 т/(м² · ч)] при недостаточно умягченной воде; остаточное содержание кислорода может достигать 50 мкг/кг.

В колонках с неупорядоченной насадкой (рис. 9.18, а) при использовании в качестве насадки омегаобразных элементов или стальных колец достигается хорошая деаэрация воды и в то же время размеры колонки оказываются меньше, чем при применении устройств струйного типа.

Деаэраторы с такими колонками предложены в последние годы, но уже применяются на многих электростанциях как Советского Союза, так и других стран.

Для деаэрации умягченной химически обработанной воды, направляемой обычно в тепловую сеть в качестве добавки (компенсирующей потери в сети), в последние годы начали применять горизонтальные струйно-барботажные деаэраторы, в которых в качестве теплоносителя используется вода тепловых сетей (рис. 9.19). Такие деаэраторы работают под вакуумом при $t_n = 40 \div 80^\circ \text{C}$. Сетевая вода подается в деаэраатор при температуре, превышающей t_n , и при поступлении в корпус

деаэратора частично испаряется. Образовавшийся здесь пар поступает под дырчатый лист (пятая тарелка деаэратора), а сетевая вода, вместе с водой, прошедшей тарелки деаэратора, выводятся из аппарата. Две верхние тарелки деаэратора выполняют здесь роль охладителя выпара, назначение остальных тарелок, а также схема движения пара и деаэрируемой воды не отличаются от рассмотренных выше (см. рис. 9.16).

При деаэрации добавочной воды тепловых сетей в деаэраторах, обогреваемых отбираемым из турбины паром, конденсат этого пара

в основном в процессе барботаже. При достаточной плотности системы содержание кислорода в воде за конденсаторами, оборудованными такими устройствами, даже при подводе в конденсатор недеаэрируемого добавка находится в допустимых пределах, т. е. не превышает 20 мкг/кг (в линиях после конденсатных насосов).

Если наряду с термической деаэрацией (для связывания остаточного кислорода) применяется химическая, то раствор гидразина вводят обыч-

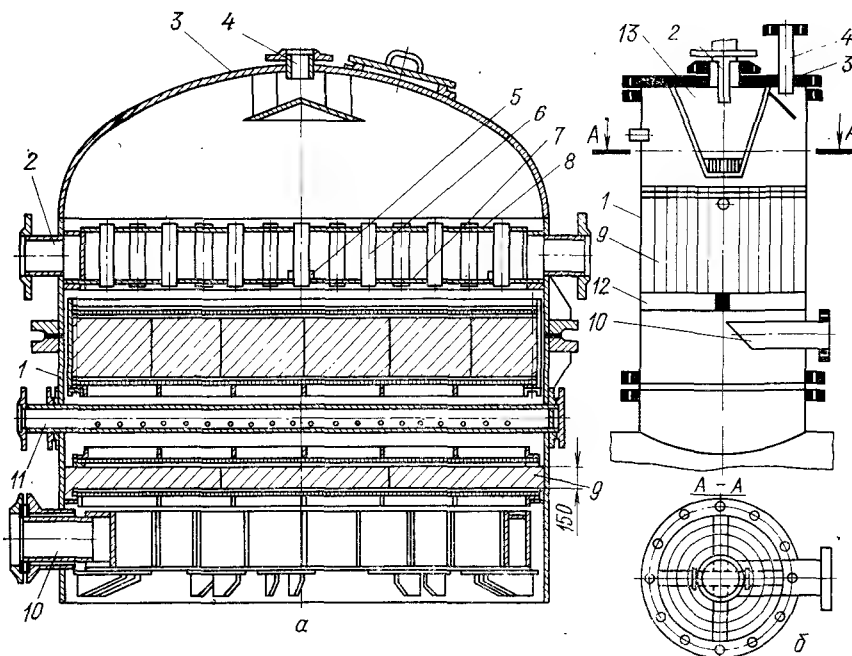


Рис. 9.18. Деаэрационные колонки с устройствами пленочного типа с неупорядоченной насадкой (а) и с упорядоченной насадкой (б).

1 — корпус; 2 — подвод воды; 3 — крышка; 4 — отвод выпара; 5 — прямоугольные отверстия для слива воды; 6 — патрубки для выпара; 7, 8 — соответственно нижний и верхний листы водораспределительной камеры; 9 — орошаемая насадка; 10 — подвод пара; 11 — подвод дренажа из ПВД; 12 — опорная крестовина; 13 — солено с розеткой.

смешивается с химически обработанной (умягченной) водой и потери пара и конденсата на ТЭЦ возрастают. В рассматриваемой конструкции тепло вводится в деаэратор с водой, предварительно нагретой в сетевых подогревателях конденсирующимся паром отборов. Образовавшийся при этом конденсат сохраняется в системе ТЭЦ.

На многих электростанциях высокого давления наряду с термической деаэрацией всего потока питательной воды в деаэраторе повышенного давления конденсат турбинной установки и подаваемая в конденсатор добавочная вода деаэрируются также в конденсаторе.

Применяемые для этих целей барботажные устройства приведены на рис. 9.20. Как видно из рисунка, деаэрация в них осуществляется

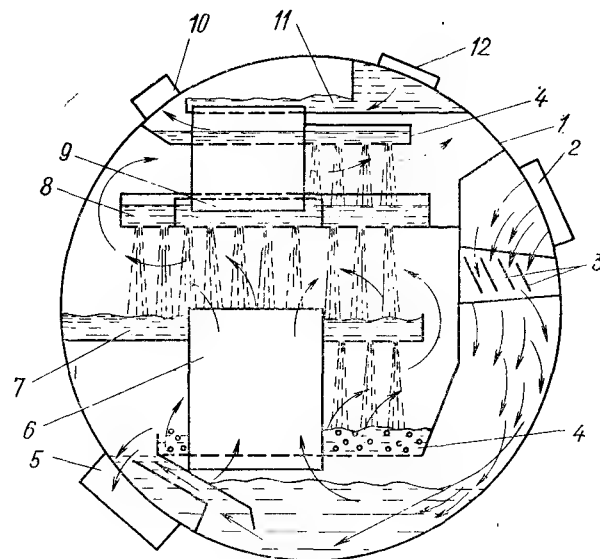


Рис. 9.19. Струйно-барботажный деаэратор для деаэрации воды тепловых сетей.

1 — корпус; 2 — подвод воды из тепловой сети; 3 — жалюзи; 4 — барботажная тарелка; 5 — отвод воды из деаэратора; 6 — перепуск пара; 7, 8 — струйные тарелки; 9 — перепуск деаэрируемой воды; 10 — отвод неконденсирующихся газов; 11 — тарелка охладителя выпара; 12 — подвод умягченной химически обработанной воды.

но либо непосредственно в линию за баком-аккумулятором деаэратора, либо во всасывающий патрубок питательного насоса.

Чтобы осуществить термическую деаэрацию, необходимо прежде всего нагреть воду до температуры, практически равной температуре насыщения. Количество пара D_n , которое нужно при этом подвести к деаэратору питательной воды котлов, ПГ или реакторов (при одно-контурной схеме АЭС), определяется из расчета тепловой схемы электростанции. В расчете наряду с уравнениями теплового баланса всех подогревателей необходимо использовать уравнения теплового и материального баланса деаэратора. Эти уравнения могут быть составлены для полных потоков пара и воды или в расчете на 1 кг пара, подведенного к турбине.

Уравнение теплового баланса деаэратора питательной воды имеет вид

$$\left(D_n i_n + \sum_{j=1}^n D_{j, в} i_{j, в} + D_{o, к} i_{o, к} \right) \eta_d = D_{n, в} i_{n, в} + \sum_{j=1}^k D_{j, п} i_{j, п}, \quad (9.1)$$

$$\left(\alpha_{\Pi} i_{\Pi} + \sum_1^n \alpha_{j, \text{в}} i_{j, \text{в}} + \alpha_{\text{о.к}} i_{\text{о.к}} \right) \eta_{\text{д}} = \alpha_{\text{п.в}} i_{\text{п.в}} + \sum_1^k \alpha_{j, \text{п}} i_{j, \text{п}}, \quad (9.1')$$

где D_{Π} и i_{Π} — соответственно расход и энтальпия поступающего в деаэратор пара; $D_{j, \text{в}}$ и $i_{j, \text{в}}$ — расход и энтальпия поступающего в деаэратор потока воды (дренажа, добавочной воды, обратного конденсата и пр.); n — число потоков воды; $D_{\text{о.к}}$ и $i_{\text{о.к}}$ — расход и энтальпия ос-

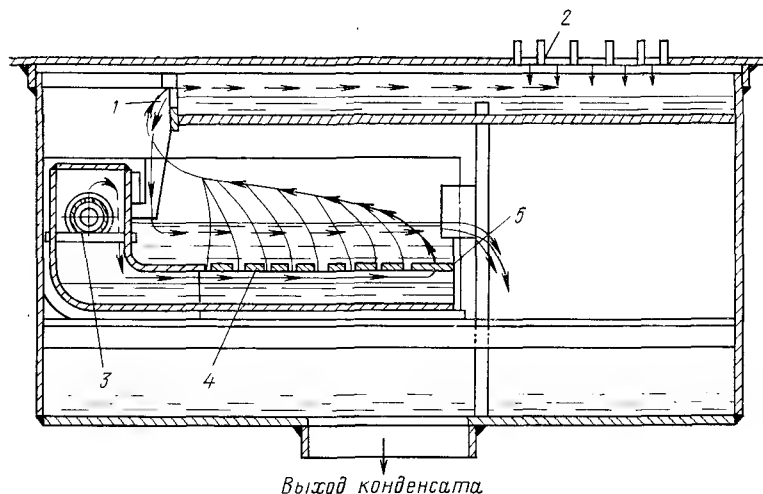


Рис. 9.20. Барботажное деаэрационное устройство в конденсатосборнике (конструкция К. А. Блинова).

1 — распределительный водослив; 2 — подвод конденсата из конденсатора турбины и отвод выпара; 3 — подвод пара; 4 — дырчатый лист; 5 — перелив.

новного конденсата; $D_{\text{п.в}}$ и $i_{\text{п.в}}$ — расход и энтальпия питательной воды; $D_{j, \text{п}}$ и $i_{j, \text{п}}$ — расход и энтальпия потоков пара, отводимых от деаэратора (выпара, потоков пара, отводимых на эжекторы и в уплотнения); k — число потоков пара; $\eta_{\text{д}}$ — коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду ($\eta_{\text{д}} \approx 0,99$); α — расход пара или воды, отнесенный к общему расходу пара на турбину.

Уравнение материального баланса

$$D_{\Pi} + \sum_1^n D_{j, \text{в}} + D_{\text{о.к}} = D_{\text{п.в}} + \sum_1^k D_{j, \text{п}}, \quad (9.2)$$

ИЛИ

$$\alpha_{\Pi} + \sum_1^n \alpha_{j, \text{в}} + \alpha_{\text{о.к}} = \alpha_{\text{п.в}} + \sum_1^k \alpha_{j, \text{п}}. \quad (9.2')$$

Обычно из уравнений (9.1) и (9.2) определяются значения D_{Π} и $D_{\text{о.к}}$ (соответственно α_{Π} и $\alpha_{\text{о.к}}$).

9.4. СХЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ ПИТАТЕЛЬНЫХ И КОНДЕНСАТНЫХ НАСОСОВ

На ТЭС применяются две схемы включения питательных насосов — одноподъемная и двухподъемная. При одноподъемной схеме (которая в настоящее время является наиболее распространенной) питательные насосы устанавливаются непосредственно после деаэраторов и развивают полный напор, необходимый для подачи воды в паровой котел, при двухподъемной схеме наряду с насосами, установленными после деаэратора, имеются насосы за подогревателями высокого давления (рис. 9.21). Иногда насосы второго подъема устанавливаются между подогревателями высокого давления [62].

Обычно максимальный напор насоса превышает расчетный на 15—20%. В свою очередь при работе по схеме, приведенной на рис. 9.21, а, давление, развиваемое насосом при расчетном режиме, выше давления пара перед турбиной на 30—35%. Таким образом, регенеративные подогреватели и трубопроводы высокого давления следует рассчитывать на давление, которое примерно в 1,5 раза выше давления пара перед турбиной p_0 .

При двухподъемной схеме давление, развиваемое насосами первого подъема, может быть выбрано значительно ниже давления p_0 и обычно не превышает 30—40% этого значения. При этом подогреватели высокого давления оказываются значительно дешевле и надежнее в работе. Поэтому, несмотря на некоторое повышение стоимости питательных насосов при двухподъемной схеме, общая стоимость системы регенеративного подогрева питательной воды ниже.

В отношении тепловой экономичности эти схемы также различны между собой. При низких начальных давлениях пара (до 12,0—15,0 МПа) более экономичной является одноподъемная схема, при высоких — двухподъемная. Это находит простое объяснение. При работе насоса большая часть подведенной к нему энергии передается питательной воде и энтальпия ее возрастает на

$$\Delta i_{\text{н}} = h_{\text{а.н}} / \eta_{i, \text{н}}, \quad (9.3)$$

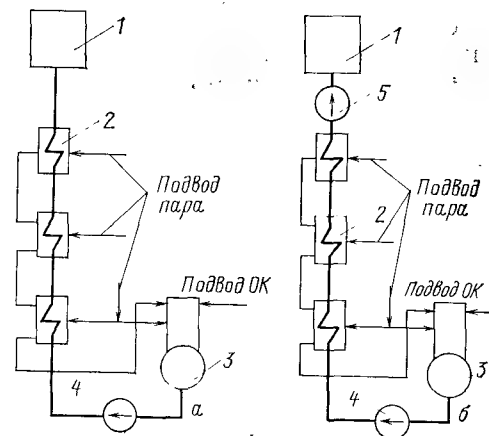
где $h_{\text{а.н}}$ — работа насоса в идеальном процессе, отнесенная к 1 кг перекачиваемой воды, кДж/кг; $\eta_{i, \text{н}}$ — внутренний КПД насоса.

Работа насоса в идеальном процессе определяется выражением (кДж/кг)

$$h_{\text{а.н}} = (1/10^3) v_{\text{ср}} \Delta p_{\text{н}}, \quad (9.4)$$

Рис. 9.21. Одноподъемная (а) и двухподъемная (б) схемы включения питательных насосов.

1 — котельный агрегат; 2 — подогреватель высокого давления; 3 — деаэратор; 4, 5 — питательные насосы первого и второго подъема.



где $v_{ср}$ — средний удельный объем воды, $\text{м}^3/\text{кг}$; Δp_n — перепад давления, $\text{Н}/\text{м}^2$.

Из уравнений (9.3) и (9.4) видно, что если насос перекачивает более горячую воду, то он, создавая один и тот же напор, потребляет больше энергии. Поэтому при двухподъемной питательной установке расход энергии на перекачивание воды выше. Однако при этом возрастает выработка электроэнергии турбогенератором, так как при одной и той же температуре питательной воды первый по ходу пара отбор может быть размещен ниже или при том же расположении отбора из него будет отводиться меньше пара, в то время как расход пара в подогреватель, расположенный непосредственно после деаэратора, увеличится. КПД установок высокого давления возрастает настолько, что дополнительная выработка даже несколько выше перерасхода энергии на привод питательных насосов.

Паротурбинные установки мощностью до 200 МВт при давлениях перед турбиной до 17,0 МПа имеют обычно питательные насосы с приводом от асинхронного двигателя на 3000 об/мин. При более высоких давлениях, для того чтобы повысить напор, развиваемый в каждой ступени насоса, число оборотов увеличивают. При давлениях $p_0 > 20,0$ МПа применяют насосы с числом оборотов до 5000—9000 об/мин. В этих условиях устанавливается либо электропривод с редуктором, либо турбопривод.

Электропривод прост в эксплуатации, обладает высокой надежностью, дешевле привода от паровой турбины и имеет высокий КПД. Однако при наличии электропривода регулирование расхода питательной воды может вестись либо дросселированием, либо с помощью муфт. Регулирование дросселированием крайне неэкономично и ведет к быстрому износу насоса и арматуры, поэтому на крупных блоках питательная установка с электроприводом снабжается гидромуфтой. Регулирование с помощью гидромуфты экономичнее, но и здесь при низких нагрузках блока потери велики: КПД гидромуфты составляет 95—98% при полной нагрузке и лишь 75—80% при нагрузке блока, составляющей 50% номинальной [62].

При турбинном приводе питательного насоса регулирование подачи его проводится изменением числа оборотов ротора. Такой вид регулирования является наиболее экономичным.

Следует также иметь в виду, что максимальная мощность изготавливаемых в настоящее время электродвигателей не превышает 8000—12 000 кВт. (Изготовление двигателей мощностью более 4000 кВт связано с большими трудностями, обусловленными в основном тяжелыми пусковыми режимами таких агрегатов). Поэтому при крупных блоках на установках с электроприводом приходится применять несколько питательных насосов, что усложняет и удорожает схему.

Экономичность приводной турбины возрастает с увеличением расхода пара на эту турбину и мощности ее. Кроме того, применение такого типа привода приводит к уменьшению расхода электроэнергии на собственные нужды электростанции. Это имеет большое значение на блоках, работающих при сверхкритических давлениях, где мощность привода питательных насосов превышает 3% мощности блока.

На отечественных ТЭС мощность паротурбинных установок, работающих при начальном давлении p_0 до 12,7 МПа, не превышает 200 МВт, а расход энергии на привод — 2% энергии, вырабатываемой при номинальной мощности блока. Поэтому здесь применяются питательные установки с электроприводом. На конденсационных блоках 300, 500, 800 и 1200 МВт так же, как на теплофикационном блоке мощностью 250 МВт (работающем при $p_0 = 23,5$ МПа), принят турбопривод. Мощность турбогенераторов двухконтурных АЭС с турбинами насыщенного пара доходит до 500 МВт, но давление пара перед турбиной не превышает 7,0 МПа, поэтому здесь в основном применяется электропривод. Однако в этих условиях находит применение также турбопривод. Так, в Советском Союзе на двухконтурных станциях с реактором мощностью 1000 МВт и двумя турбинами по 500 МВт устанавливаются два питательных насоса с турбоприводами. Турбопривод может найти применение на одноконтурных атомных установках мощностью 1000 МВт и более, где мощность привода достигает 20—25 МВт.

Турбопривод может быть выполнен конденсационным или противодавленческим. Если приводная турбина конденсационная, отработавший пар направляется в собственный конденсатор или конденсатор главной турбины. При противодавленческом турбоприводе выхлопной пар направляется в регенеративные подогреватели или соответствующие отсеки основной турбины. Во всех случаях на ТЭС пар подводится к приводной турбине от одного из отборов главной турбины, так как при работе на свежем паре высоких параметров установка оказывается более дорогостоящей, менее надежной и в ряде случаев менее экономичной. На современных АЭС основная турбина часто работает на паре среднего давления, поэтому этот же пар можно подводить и к приводной турбине.

Питание приводной турбины с конденсатором паром из отборов до промежуточного перегрева приводит к перерасходу тепла, так как в этом случае к основному циклу с промежуточным перегревом добавляется цикл приводной турбины без промежуточного перегрева. Можно считать, что для такой схемы наибольшая экономичность достигается при подводе к турбоприводе пара от отборов давлением 0,6—1,0 МПа (рис. 9.22, а).

Для схем с приводной турбиной с противодавлением к турбине может подводиться пар от отборов за промежуточным перегревателем, а отработавший пар отводится в ПНД или проточную часть цилиндра низкого давления (рис. 9.22, б). Можно также отбирать пар на турбину из холодной нитки промежуточного перегрева и отводить выхлопной пар в ПВД (рис. 9.22, в). При такой схеме питательная вода нагревается в подогревателе, установленном непосредственно за насосом, отработавшим паром низкой температуры, вследствие чего тепловая экономичность установки остается высокой [62].

В качестве питательных насосов используются обычно многоступенчатые центробежные насосы с сальниковыми уплотнениями. На одноконтурных АЭС протечки из промежуточных камер уплотнений отводятся в дренажные баки, откуда после очистки возвращаются в цикл.

Насос работает нормально, если исключена возможность вскипания воды во всасывающей линии. Для питательных насосов с электроприводом, работающих при сравнительно небольших числах оборотов, такие условия достигаются тем, что деаэратор с баком-аккумулятором располагается на определенной высоте над питательным насосом. При давлении в деаэраторе до 0,12 МПа на ТЭС эта высота принимается равной 6 м, при 0,35 МПа — 9 м и при 0,6 МПа — 12 м и более.

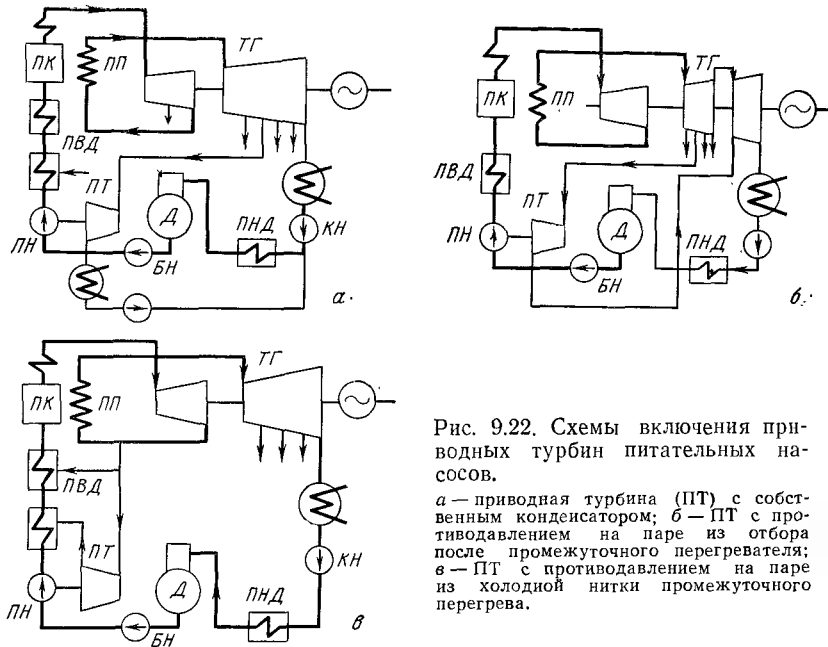


Рис. 9.22. Схемы включения приводных турбин питательных насосов.
а — приводная турбина (ПТ) с собственным конденсатором; б — ПТ с противодавлением на паре из отбора после промежуточного перегревателя; в — ПТ с противодавлением на паре из холодной нитки промежуточного перегрева.

При турбинном приводе, когда число оборотов насоса резко возрастает, предотвратить кавитацию таким способом практически невозможно, так как для этого потребуется поднять деаэратор слишком высоко. Поэтому в схемах с турбинным приводом перед главным питательным насосом устанавливаются тихоходные бустерные насосы. Основное назначение таких насосов — создать подпор на всасе главного насоса, поэтому развиваемый ими перепад давления невелик ($\Delta p_n \leq 1,5 \div 2,0$ МПа) и работа их мало отражается на показателях экономичности питательной установки. Бустерный насос может иметь отдельный электрический двигатель или работать от той же приводной турбины через редуктор.

Тепловая экономичность схем с турбинным и электрическим приводами питательного насоса может быть сопоставлена между собой без расчета паротурбинной установки в целом.

На рис. 9.23 приведены схема установки с конденсационным турбоприводом и диаграмма рабочего процесса в основной и приводной турбинах для этого случая. Расход пара на приводную турбину

$\alpha_{т.п}$ в долях общего расхода пара на главную турбину определяется из уравнения

$$\alpha_{т.п} \frac{H_a^{т.п}}{\eta_{0i}^{т.п} \eta_m^{т.п}} = \frac{\alpha_{п.п} h_{a.п}}{\eta_n}, \quad (9.5)$$

где $\alpha_{п.п}$ — расход воды через насос в расчете на 1 кг пара, подведенного к главной турбине; $\eta_{0i}^{т.п}$ и $\eta_m^{т.п}$ — внутренний относительный и ме-

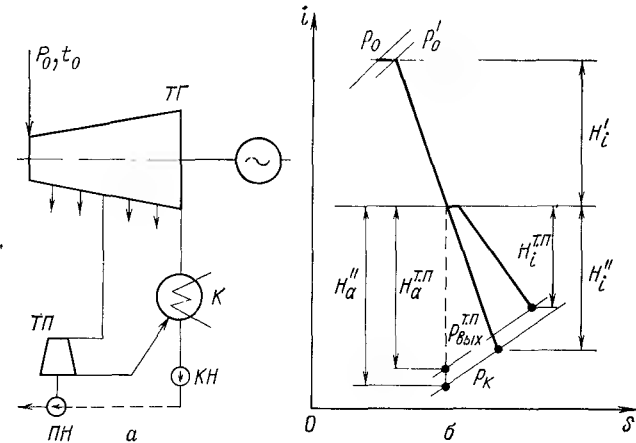


Рис. 9.23. К сравнению тепловой экономичности установок с турбинным и электрическим приводами.
а — схема включения приводной турбины; б — диаграмма рабочего процесса в основной и приводной турбинах.

ханический КПД приводной турбины; $H_a^{т.п}$ — адиабатический теплоперепад в ней; η_n — КПД насоса, или

$$\alpha_{т.п} = \frac{\alpha_{п.п} h_{a.п} \eta_{0i}}{\eta_n H_i'' \eta_{др} \eta_{0i}^{т.п} \eta_m^{т.п}}, \quad (9.6)$$

где $\eta_{др}$ — коэффициент, учитывающий потери от дросселирования в приводной турбине, определяемый выражением

$$\eta_{др} = H_a^{т.п} / H_a'' = H_a^{т.п} \eta_{0i} / H_i'',$$

остальные обозначения приведены на диаграмме рабочего процесса (см. рис. 9.23).

При одних и тех же значениях начальных параметров, температуры питательной воды и расхода пара на турбину в схемах с турбо- и электроприводами питательных насосов выработка в верхней части турбины (до отбора на приводную турбину) одна и та же и внутренняя работа, рассчитанная на 1 кг пара для схемы с турбоприводом и для схемы с электроприводом, определяется зависимостями

$$L_i^{(т.п)} = H_i' + (1 - \alpha_{т.п}) H_i''; \quad (9.7)$$

$$L_i^{(эп)} = H_i' + H_i'', \quad (9.8)$$

где H'_i и H''_i — приведенные теплопадения в частях главной турбины до и после отбора на приводную турбину, кДж/кг. Для схемы с электроприводом часть этой работы переходит в электроэнергию, которая отводится к электрическому приводу питательного насоса и в основном возвращается в цикл. Оставшаяся работа определится из формулы

$$L_{i, \text{ост}}^{(\text{эп})} = H'_i + H''_i - (\alpha_{\text{п.н}} h_{\text{а.н}} / \eta_{\text{н}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{г-н}}). \quad (9.9)$$

Здесь $\eta_{\text{н}}$ и $\eta_{\text{г}}$ — механический КПД главной турбины и КПД генератора; $\eta_{\text{г-н}}$ — коэффициент, учитывающий потери от генератора до насоса, т. е. в трансформаторе, электрических линиях, электродвигателе, передающих устройствах (редуктор, гидромфта). Тепловая экономичность схемы с турбоприводом выше, если $L_i^{(\text{т.п})} > L_{i, \text{ост}}^{(\text{эп})}$, т. е. когда

$$\left(1 - \frac{\alpha_{\text{п.н}} h_{\text{а.н}} \eta_{0i}}{\eta_{\text{н}} H''_i \eta_{\text{дп}} \eta_{0i}^{\text{т.п}} \eta_{\text{м}}^{\text{т.п}}}\right) H''_i > H''_i - \frac{\alpha_{\text{п.н}} h_{\text{а.н}}}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{г-н}}}. \quad (9.10)$$

или

$$\eta_{0i}^{\text{т.п}} \eta_{\text{м}}^{\text{т.п}} \eta_{\text{дп}} > \eta_{0i} \eta_{\text{н}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{г-н}}. \quad (9.11)$$

Когда левая часть зависимости (9.11) меньше правой, электропривод экономичнее турбопривода; при равенстве обеих частей схемы с турбинным и электрическим приводами питательного насоса по расходам тепла равноэкономичны. Однако следует иметь в виду, что тип привода и схема включения питательного насоса не могут быть выбраны лишь из результатов анализа тепловой экономичности различных схем. Наряду с таким анализом необходимо установить изменение капитальных затрат по всей паротурбинной установке и сравнить различные схемы по приведенным затратам.

Развиваемая питательным насосом разность давлений $\Delta p_{\text{п.н}}$ может быть определена из следующих зависимостей.

Для барабанных котлов давление в нагнетательном патрубке насоса определяется выражением (МПа)

$$p_{\text{н}} = p_{\text{б}} + (H_{\text{бг}} g \rho_{\text{в}} / 10^6) + \Delta p_{\text{г.л.}}, \quad (9.12)$$

а давление во всасывающем патрубке

$$p_{\text{вс}} = p_{\text{д}} + (H_{\text{дг}} g \rho_{\text{в}} / 10^6) - \Delta p_{\text{вс.л.}}. \quad (9.13)$$

Здесь $p_{\text{б}}$ и $p_{\text{д}}$ — давление в барабане котла и деаэраторе соответственно, МПа; $H_{\text{б}}$ и $H_{\text{д}}$ — высота расположения уровня в котле и деаэраторе по отношению к оси насоса, м; $\Delta p_{\text{н.л}}$ и $\Delta p_{\text{вс.л}}$ — соответственно потери давления в нагнетательной и всасываемой линиях, МПа. Отсюда

$$\Delta p_{\text{п.н}} = p_{\text{н}} - p_{\text{вс}} = p_{\text{б}} - p_{\text{д}} + (\Delta H g \rho_{\text{в}} / 10^6) + \Delta p_{\text{п.в}}, \quad (9.14)$$

где $\Delta H = H_{\text{б}} - H_{\text{д}}$, а $\Delta p_{\text{п.в}} = \Delta p_{\text{н.л}} + \Delta p_{\text{вс.л}}$.

Из аналогичного рассмотрения для прямоточных котлов получим

$$\Delta p_{\text{п.н}} = p_{\text{к}} - p_{\text{д}} + \Delta p_{\text{пр}} + (\Delta H' g \rho_{\text{в}} / 10^6) + \Delta p_{\text{п.в}}, \quad (9.15)$$

где $\Delta p_{\text{пр}}$ — полное гидравлическое сопротивление котла, МПа; $\Delta H'$ — разность между условным уровнем воды в котле и уровнем в деаэраторе, м. В точных расчетах $\Delta H'$ определяется с учетом уменьшения плотности пароводяной смеси в испарительных линиях парового котла.

Наибольшее давление в барабане котла не должно превышать $(1,05 \div 1,08) p_{\text{раб}}$ при рабочих давлениях $p_{\text{раб}} > 10,0$ МПа и $(1,03 \div 1,05) p_{\text{раб}}$ при $p_{\text{раб}} \leq 10,0$ МПа.

Гидравлическое сопротивление прямоточного котла находится в пределах 2,0—5,0 МПа.

Конденсатные насосы предназначены для подачи воды из конденсатора турбины в деаэратор. Общий расход их $D_{\text{к.н}}$ определяется по режимам, когда пропуск пара в деаэратор и перепуск дренажей из регенеративных подогревателей имеют наибольшие значения. Если на электростациях применяется химический метод подготовки добавочной воды, то обессоленная вода подается в линию до насосов и, следовательно, расход ее также должен учитываться при определении необходимого расхода насосов $D_{\text{к.н}}$. Для теплофикационных турбин $D_{\text{к.н}}$ устанавливают по конденсационному режиму (при выключенных теплофикационных отборах).

Развиваемая конденсатными насосами разность давлений $\Delta p_{\text{к.н}}$ (МПа) определяется выражением

$$\Delta p_{\text{к.н}} = p_{\text{д}} - p_{\text{к}} + (\Delta H_{\text{д-к}} g \rho_{\text{в}} / 10^6) + \Delta p_{\text{к}}, \quad (9.16)$$

где $p_{\text{к}}$ — давление в конденсаторе, МПа; $\Delta H_{\text{д-к}}$ — разница в уровнях воды в баке деаэратора и конденсаторе конденсатора, м; $\Delta p_{\text{к}}$ — общее гидравлическое сопротивление в линии основного конденсата, МПа.

В настоящее время на АЭС и ТЭС с прямоточными котлами конденсат турбин обычно пропускают через обессоливающие установки. При наличии таких установок применяют две ступени конденсатных насосов. Насосы первой ступени устанавливаются непосредственно за конденсатором, второй ступени — после конденсатоочистки. Большая часть необходимого напора развивается при этом насосами второй ступени. Если в схеме регенеративного подогрева конденсата имеются подогреватели смешивающего типа, после них также устанавливаются конденсатные насосы*.

9.5. ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ КОНТУРЫ АЭС С ВОДЯНЫМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

На рис. 9.24 приведены схемы циркуляционных контуров двухконтурной и одноконтурной АЭС с водяным теплоносителем. При двухконтурной схеме вода является теплоносителем и замедлителем. Ре-

* Конструкции питательных и конденсатных насосов рассматриваются в курсе «Вентиляторы, насосы, компрессоры», а также в [69].

акторы, созданные для работы в таких условиях, принято называть водо-водяными энергетическими реакторами (ВВЭР).

В контурах такой электростанции (рис. 9.24, а) имеется обычно несколько петель, в каждой из которых установлены ПГ, главный циркуляционный насос (ГЦН) и главные запорные задвижки (ГЗЗ). В неотключаемой части контура установлен компенсатор объема.

Количество петель может быть различным. Так, на отечественных АЭС с блоками [мощностью 440 МВт (реакторы ВВЭР-440)] принято

Рис. 9.25. Бессальниковый циркуляционный насос.

1 — корпус насоса; 2 — рабочее колесо; 3 — ротор двигателя; 4 — статор с трехфазной обмоткой; 5 — тонкостенная герметичная перегородка статора; 6 — холодильник; а, б — места приварки концов металлической перегородки с корпусом; в, г — разъемы, уплотняемые затворами.

ской АЭС. Электрическая мощность блоков Белоярской АЭС составляет соответственно 100 и 200 МВт, на крупных блоках насыщенного пара применяются сейчас реакторы электрической мощностью 1000 МВт. (Эти реакторы принято называть реакторами большой мощности канального типа и обозначать РБМК-1000.)

На АЭС с реактором РБМК-1000 имеются две петли, в каждой из них установлены два барабана-сепаратора и четыре циркуляционных насоса (один из них является резервным). Наряду с ГЗЗ, установленными до насосов и после них, перед каждым рабочим каналом имеются дроссельные вентили, с помощью которых регулируется расход теплоносителя через канал. ГЦН могут быть герметичными (бессальниковыми) и с уплотнением вала. Конструкция бессальникового насоса показана на рис. 9.25. Рабочее колесо насоса и электродвигатель находятся здесь на одном валу и вместе с подшипниками размещены в герметичной оболочке. Для того чтобы понизить температуру воды, омывающей обмотку статора и подшипники, некоторое количество воды, отобранной из напорного патрубка насоса, охлаждается в холодильнике и затем подается в пространство под крышкой корпуса. Цилиндрическая часть корпуса также охлаждается. Бессальниковые насосы имеют низкий КПД (50—60%), дорогостоящие и характеризуются небольшим временем выбега, т. е. после отключения электрического питания они быстро останавливаются. Последнее затрудняет организацию охлаждения активной зоны реактора при обесточивании блока. Кроме того, разработка таких насосов на высокие расходы встречает большие трудности. Поэтому в настоящее время на крупных блоках применяют ГЦН с уплотнением вала. Конструкция такого насоса показана на рис. 9.26. Для того чтобы исключить протечку радиоактивной воды из корпуса насоса, в концевое уплотнение вала под давлением, превышающим давление во всасывающем патрубке насоса, подается нерадиоактивная вода (запирающий поток). Часть запи-

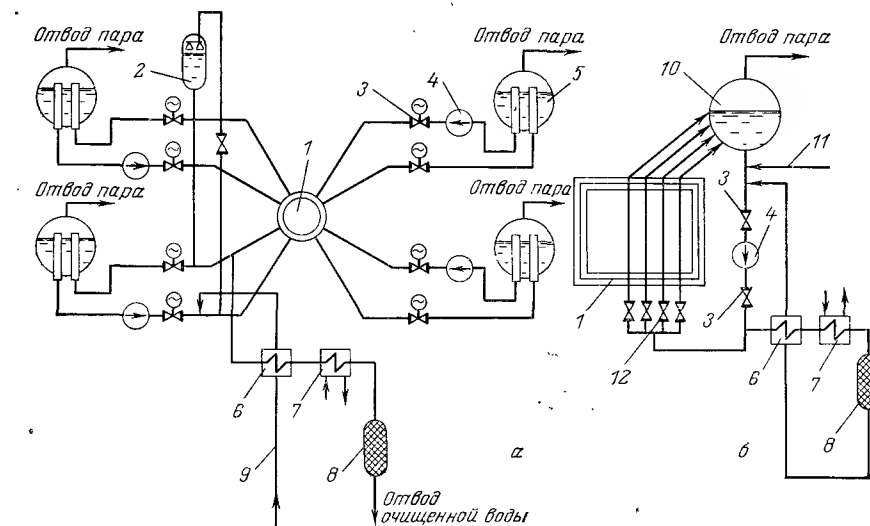


Рис. 9.24. Схемы циркуляционных контуров АЭС.

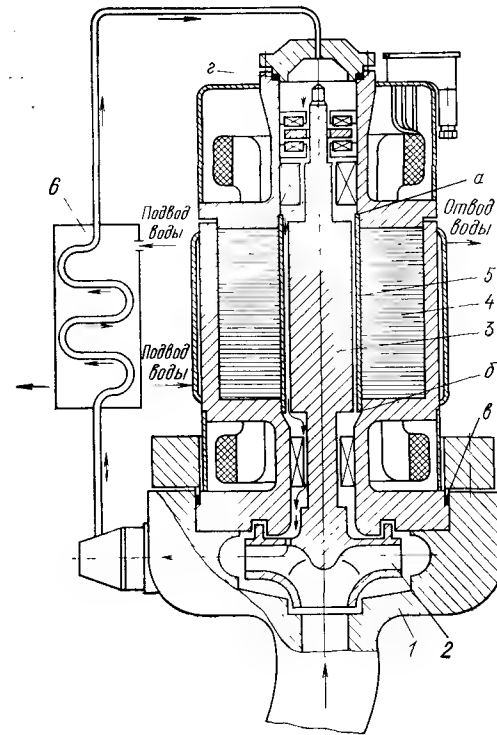
а — с реактором ВВЭР, б — с уран-графитовым реактором; 1 — реактор; 2 — компенсатор объема; 3 — ГЗЗ; 4 — ГЦН; 5 — ПГ; 6 — теплообменник; 7 — охладитель очистки; 8 — ионитовый фильтр; 9 — подпитка первого контура; 10 — барабан-сепаратор; 11 — подвод питательной воды; 12 — дроссельный вентиль рабочего канала реактора.

6 петель; имеются реакторные установки такого типа с двумя петлями [19]. Однако в настоящее время мощные установки с реакторами ВВЭР создаются обычно с 3—4 петлями (см., например, отечественный блок с реактором ВВЭР-1000).

Компенсатор объема имеет двойное назначение. Он служит для компенсации температурных изменений объема воды, заполняющей контур, и, кроме того, с его помощью в контуре создается и поддерживается в процессе эксплуатации требуемое давление.

При наличии нескольких петель в контуре имеется возможность выключить из работы одну или две петли, не останавливая реактора. Резервные ГЦН здесь не устанавливаются.

Схема контура с реактором канального типа одноконтурной АЭС показана на рис. 9.24, б. Реакторы канального типа, в которых теплоносителем является вода, а замедлителем графит, применяются в Советском Союзе на крупных блоках с турбинами насыщенного пара, а также на двух установках с турбинами перегретого пара Белояр-



рающей воды попадает в контур теплоносителя, остальная вода выводится из уплотнения.

В некоторых конструкциях ГЦН запирающая вода на уплотнение не подается, а допускается протечка, которая собирается и после очистки возвращается в контур.

ГЦН такого типа установлены на блоках с реакторами РБМК-1000 и ВВЭР-1000. На блоках с реакторами ВВЭР-440 ГЦН бессальниковые.

Компенсаторы объема на АЭС с ВВЭР могут быть *газовыми и паровыми*. При газовых компенсаторах в объем корпуса из баллонов обычно подается азот, с помощью которого поддерживается требуемое давление. Когда давление в сосуде (а следовательно, и в циркуляционном контуре реактора) возрастает, часть азота отводится в емкости выдержки, откуда (после спада радиоактивности) газ сбрасывается в атмосферу. Азот частично растворяется в воде и может вступать в контакт с продуктами радиолитиза [19]. При такой реакции рН воды будет умень-

шаться и могут возникнуть дополнительные трудности с поддержанием требуемого водного режима. Кроме того, при одних и тех же изменениях объема воды и одинаковых объемах газовой или паровой фазы, давление в газовой фазе изменяется сильнее, так как в паровой фазе при возрастании давления часть пара сконденсируется. Поэтому в равных условиях при одинаковых колебаниях давления объемы компенсаторов с газовой средой оказываются в 1,5–2,0 раза выше, чем с паровой. Все это привело к тому, что в настоящее время применяются лишь паровые компенсаторы объема. Принципиальная схема включения парового компенсатора объема и связанного с ним оборудования в контур реактора показана на рис. 9.27. Нижняя часть сосуда компен-

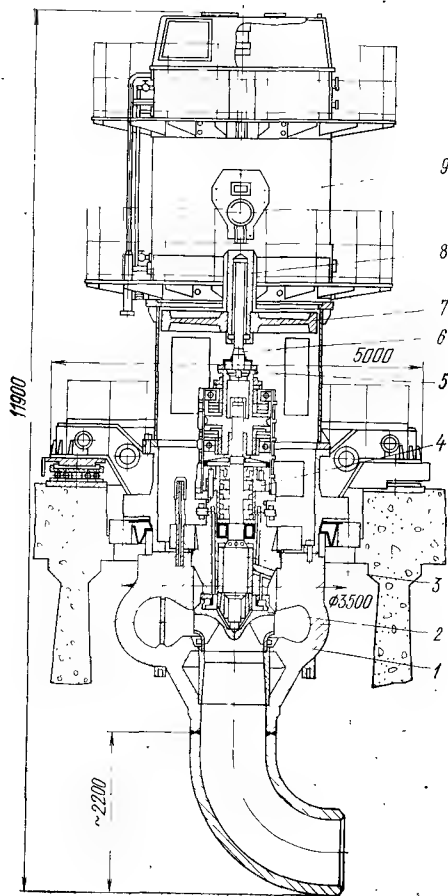


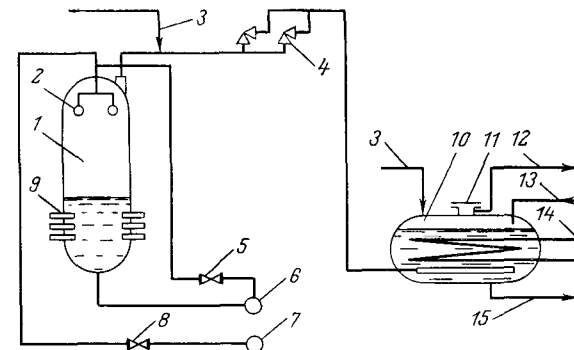
Рис. 9.26. ГЦН контура реактора ВВЭР-1000 (насос с уплотнением вала, расход 19 000 м³/ч).

1 — корпус насоса; 2 — рабочее колесо; 3 — вал насоса; 4 — узел уплотнения; 5 — соединительная муфта; 6 — торсионный вал; 7 — маховик; 8 — вал электродвигателя; 9 — корпус электродвигателя.

сатора 1 заполнена водой и обогревается электрическими нагревателями 9; в верхней части расположено распылительное устройство. При увеличении объема воды в циркуляционном контуре реактора уровень в сосуде возрастает и давление пара увеличивается. Чтобы избежать этого, регулятор приоткрывает клапан 8 и вода из трубопровода 7 реакторной установки поступает в устройство 2, распыляется, конденсирует часть пара и тем самым понижает давление в сосуде. При быстром увеличении объема теплоносителя часть воды непосредственно сбрасывается в паровое пространство сосуда. Чтобы предотвратить попадание пара в контур циркуляции при резком падении давления в нем на линии 5, соединяющей паровое пространство сосуда с трубопроводом 6, установлен обратный клапан.

Рис. 9.27. Принципиальная схема системы парового компенсатора объема.

1 — сосуд компенсатора объема; 2 — распылительное устройство; 3 — подвод азота; 4 — предохранительный клапан; 5 — трубопровод с обратным клапаном; 6, 7 — выходной и входной трубопроводы реактора; 8 — регулирующий клапан; 9 — блоки электронагревателей; 10 — барботер; 11 — взрывной клапан; 12 — отвод радиоактивных газов; 13 — подвод воды; 14 — охлаждающий змеевик; 15 — в бак «грязного» конденсата



В паровой объем компенсатора непрерывно перетекают газы из контура циркуляции реактора. Эти газы периодически сдуваются в барботер 10, а отсюда — в систему газоочистки. Продувка линий и незаполненного водой пространства барботера проводится азотом.

Объем сосуда компенсатора зависит от объема циркуляционного контура и возможных колебаний средней температуры теплоносителя в процессе эксплуатации (при различных режимах). Так, на установках с ВВЭР-440 при изменении средней температуры теплоносителя на 1° С объем в компенсаторе изменяется примерно на 0,5 м³ [19].

На блоках АЭС с ВВЭР-440 объем сосуда компенсатора составляет 38 м³, на блоке с ВВЭР-1000 — 77 м³.

9.6. СЕПАРАТОРЫ И ПАРОВЫЕ ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ ПЕРЕГРЕВАТЕЛИ АЭС С ТУРБИНАМИ НАСЫЩЕННОГО ПАРА

Как уже отмечалось ранее (см. § 4.3), в турбинах, работающих на насыщенном паре, влажность его ω в проточной части быстро нарастает и, если влагу не отделять, ω быстро превосходит допустимые значения (13–14 %). Наличие влаги в потоке приводит также к понижению внутреннего относительного КПД проточной части η_{oi} . Для того чтобы снизить значения ω и повысить значения η_{oi} , между ЧВД и ЧНД турбины устанавливают сепараторы (см. рис. 4.10) или сепараторы с паровыми пароперегревателями (см. рис. 4.11).

Во всех конструкциях сепараторов отделение влаги происходит на поверхностях волнообразно изогнутых листов (жалюзи), набранных в пакеты. На рис. 9.28 показан сепаратор, применяемый на АЭС с ВВЭР-210. В центральной части аппарата 2 по конической поверхности набраны жалюзи, которые распределяют поток по поверхности основного сепаратора и проводят первичную сепарацию влаги. Пакеты основного сепаратора 3 расположены по цилиндрической поверхности у корпуса и разделены по высоте на три части (три яруса).

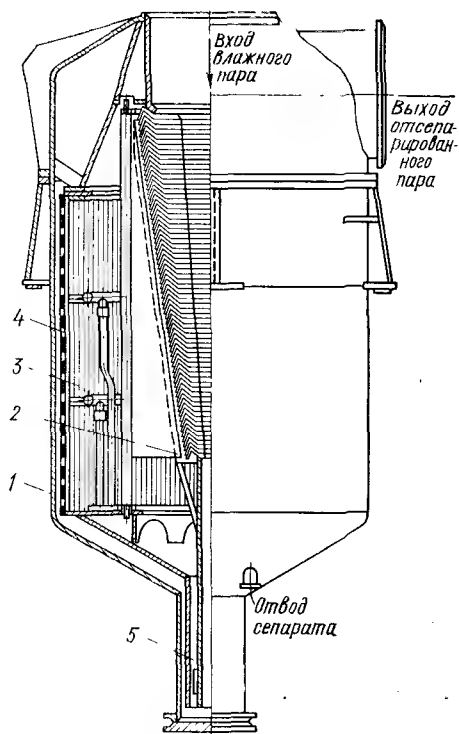


Рис. 9.28. Сепаратор турбины К-70-30.

1 — корпус; 2 — центральная часть сепаратора; 3 — пакеты основного сепаратора; 4 — дырчатый цилиндр; 5 — гидрозатвор.

Из каждого яруса пакетов сепарат отводится в нижнюю часть аппарата самостоятельно. Высота яруса выбирается такой, чтобы стекающие по каждой пластине пленки сепарата не могли слиться, так как при слиянии пленок паровой поток, прорываясь, будет дробить жидкость и захватывать большое количество капель. За пакетами основного сепаратора располагается дырчатый цилиндр 4, способствующий дальнейшему выравниванию распределения потока по входной поверхности сепаратора.

Влажный пар поступает в аппарат сверху, проходит раздающее устройство, пакеты сепаратора, дырчатый цилиндр и, отделившись от влаги, отводится через боковой патрубок.

Сепарат отводится через гидравлический затвор 5. Уровень его поддерживается регулятором уровня.

Сепараторы с пароперегревателями для АЭС с ВВЭР-440 и турбинами мощностью 220 МВт

(К-220-44) и АЭС с РБМК-1000 и турбинами мощностью 500 МВт (К-500-65) приведены на рис. 9.29. В обеих конструкциях сепаратор располагается в верхней части аппарата, а обе ступени перегрева — в нижней части.

В сепараторе с пароперегревателем для турбин К-220-44 (СПП-220) трубки пароперегревателя имеют продольные ребра и собраны в отдельные кассеты (рис. 9.29, разрез I—I). Влажный пар подводится к раздающей камере 2, отделяется от влаги в сепараторе 3 и, двигаясь вниз, проходит межтрубное пространство кассет первой ступени пароперегревателя. Затем пар меняет направление движения, проходит

межтрубное пространство второй ступени пароперегревателя и по центральной трубе, расположенной в верхней части аппарата, отводится. Греющий пар и его конденсат движутся внутри труб пароперегревателя [38, 63].

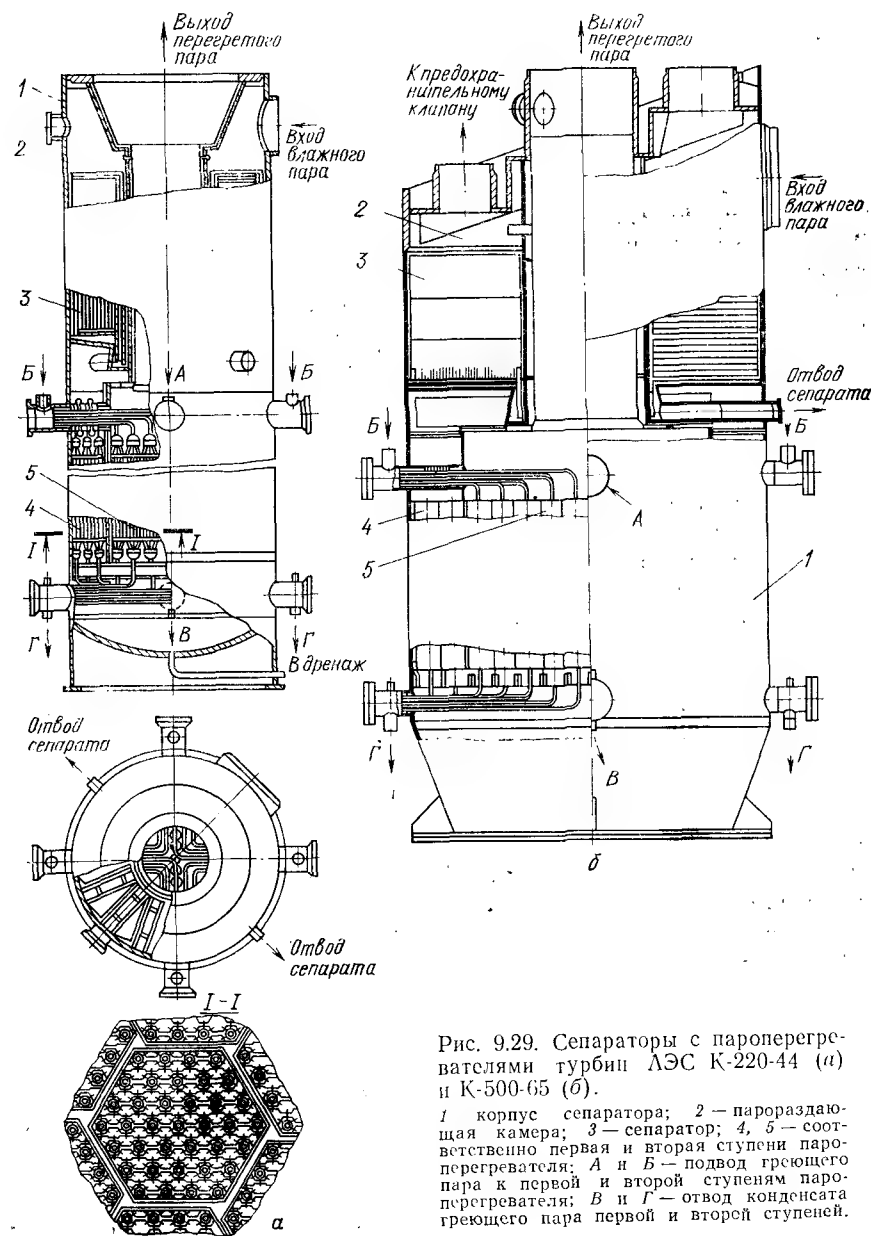


Рис. 9.29. Сепараторы с пароперегревателями турбин АЭС К-220-44 (а) и К-500-65 (б).

1 — корпус сепаратора; 2 — парораздающая камера; 3 — сепаратор; 4, 5 — соответственно первая и вторая ступени пароперегревателя; А и Б — подвод греющего пара к первой и второй ступеням пароперегревателя; В и Г — отвод конденсата греющего пара первой и второй ступеней.

На аппарате для турбин К-500-65 (СПП-500) трубки пароперегревательных поверхностей собираются в отдельные теплообменники. Каждый такой теплообменник представляет собой трубу диаметром 325 или 273 мм с вваренными трубными досками и развальцованными в них и обваренными трубками $\varnothing 14 \times 1,2$. Греющий пар здесь подводится к каждому теплообменнику в центре верхней трубной доски, движется в межтрубном пространстве и конденсируется на наружных поверхностях вертикальных труб $\varnothing 14 \times 1,2$. Перегретый пар после сепаратора движется вниз по трубкам первой ступени пароперегревателя, а затем вверх по трубкам второй ступени и через центральную трубу покидает аппарат [38, 63].

Сепараторы-пароперегреватели подобные аппарату СПП-220 применены также на турбинах мощностью 500 МВт (К-500-60) на АЭС с ВВЭР-1000. Здесь на каждую турбину устанавливаются по два сепаратора.

Потери давления на линиях, на которых устанавливаются сепараторы-перегреватели, обычно находятся в пределах 4—6% абсолютного значения разделительного давления [3].

9.7. ИСПАРИТЕЛИ И ПАРОПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ

На многих тепловых электростанциях восполнение потерь конденсата и пара производится дистиллятом, который получают из химически обработанной (умягченной) воды в испарительных установках. Этот метод подготовки добавочной воды называют *термическим обессоливанием воды*.

Схема простейшей испарительной установки приведена на рис. 9.30. При работе испарителя к нему непрерывно подводится обработанная питательная вода. Чтобы поддерживать солесодержание воды в испарителе (концентрата) в определенных пределах, часть концентрата из испарителя непрерывно выдувают. Пар, подаваемый в испаритель, называют *первичным паром*, а образовавшийся из поступающей в испаритель воды — *вторичным*.

На электростанциях вторичный пар обычно конденсируется либо в теплообменниках, включенных в систему регенеративного подогрева питательной воды ПГ (паровых котлов), либо в трубном пучке другого испарителя, работающего при более низком давлении. В последнем случае испарительная установка является двухступенчатой или многоступенчатой.

На рис. 9.31 приведены схемы трехступенчатой испарительной установки. Вторичный пар первой и второй ступеней является первичным (греющим) паром соответственно для каждой последующей ступени. Конденсатором вторичного пара последней ступени может быть подогреватель, включенный в систему регенеративного подогрева основного конденсата турбины, или любой другой теплообменник электростанции. На многоступенчатых испарительных установках вторичный пар последней ступени может также конденсироваться в теплообменнике, охлаждаемом водой, поступающей на питание установки. Однако осуществить такую схему обычно можно только при

шестиступенчатых установках, так как только при таком числе ступеней количество питательной воды оказывается достаточным для конденсации всего расхода пара последней ступени.

Питание многоступенчатой испарительной установки может проводиться так, как это показано на рис. 9.31, а, т. е. по схеме, когда в каждый испаритель поступает вода из одной общей линии. Такую схему называют схемой *параллельного питания*. При параллельном питании продувка проводится из каждой ступени. Однако при большом числе ступеней чаще применяется схема *последовательного питания*. В этом случае всю питательную воду подают в первую ступень установки (рис. 9.31, б). Здесь часть воды испаряется, а оставшая вода перетекает в следующую ступень. Такое движение воды имеет место во всех ступенях, за исключением последней, из которой ведется продувка всей установки. Чтобы уменьшить расход греющего пара, питательная вода до поступления в первую ступень установки подогревается в подогревателях 9 вторичным паром, отбираемым после каждой ступени испарительной установки.

В качестве первичного пара одноступенчатых и первой ступени многоступенчатых установок на электростанциях, как правило, используется пар из регенеративных или регулируемых отборов турбины. Когда испарители включены в систему регенеративного подогрева питательной воды ПГ (паровых котлов), конденсация вторичного пара может проводиться в отдельных конденсаторах либо в тех же подогревателях, в которых осуществляется регенеративный подогрев воды при отсутствии испарителей (рис. 9.32).

При применении схемы, приведенной на рис. 9.32, а, когда испаритель не включен в работу, подогрев питательной воды от энтальпии i_2 до энтальпии i_1 происходит в регенеративном подогревателе $П_1$ паром отбора 1 турбины; когда испаритель работает, подогрев питательной воды осуществляется сначала в конденсаторе испарителя (КИ) вторичным паром испарительной установки (до некоторого промежуточного значения энтальпии $i_{к.н}$), а затем в регенеративном подогревателе $П_1$. Очевидно, что при пренебрежении потерями тепла в окружающую среду и некоторыми потерями с продувкой общий расход тепла на подогрев питательной воды от i_2 до i_1 в обоих случаях остается одним и тем же и, следовательно, расход пара в отборе 1 не изменяется. Поэтому при такой схеме включения испарителя тепловая экономичность электростанции при работающих и выключенных испарителях практически остается одной и той же.

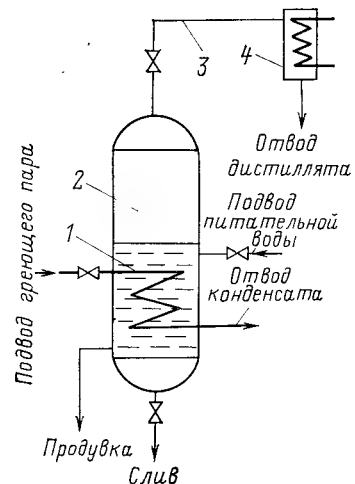


Рис. 9.30. Схема одноступенчатой испарительной установки.

1 — греющая секция; 2 — корпус испарителя; 3 — отвод вторичного пара; 4 — конденсатор.

Схема включения испарителя, показанная на рис. 9.32, б (без отдельного конденсатора), проще. Однако тепловая экономичность электростанции с испарителями, установленными по такой схеме, ниже, чем без них.

Действительно, как при включенном, так и при выключенном испарителе общие расходы пара в регенеративных подогревателях Π_1 и Π_2 остаются одними и теми же. Между тем при включенном испари-

где ΔN — недовыработка, кВт; i_1 и i_2 — энтальпия пара в отборах 1 и 2 соответственно, кДж/кг.

Если испаритель включен в систему регенеративного подогрева питательной воды ПГ (паровых котлов) по схеме, приведенной на рис. 9.32, б, то температурный перепад в нем определяется параметрами пара в отборах, между которыми он установлен. Этот перепад обычно находится в пределах 15—30 °С. При включении испарителя по схеме, указанной на рис. 9.32, а, чем выше выбран температурный перепад между греющим и вторичным паром, тем производительность испарителя будет ниже, так как для подогрева питательной воды от i_2 до $i_{к.и}$ потребуется меньше тепла и, следовательно, меньшее количество вторичного пара окажется возможным сконденсировать в

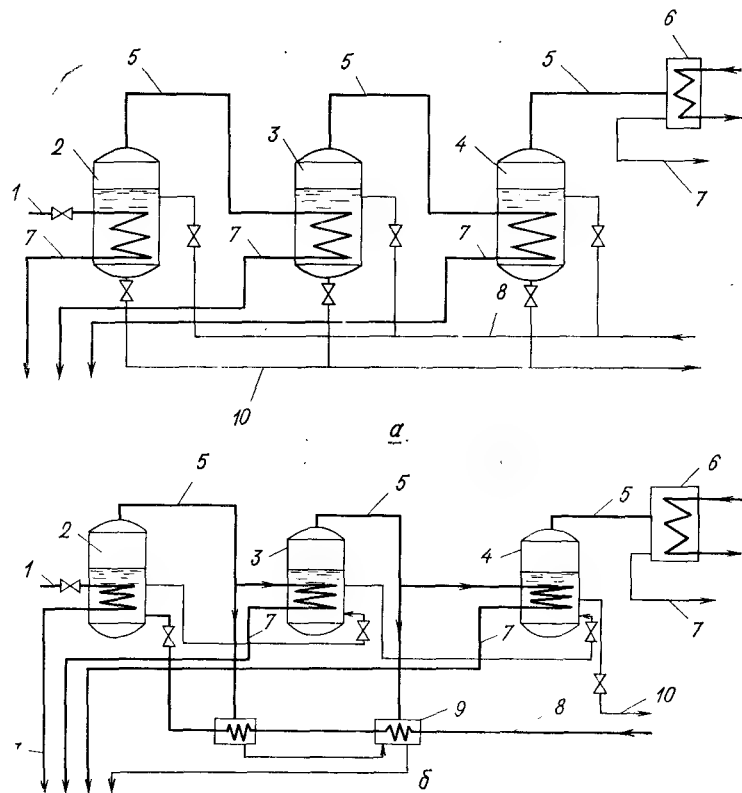


Рис. 9.31. Схемы трехступенчатой испарительной установки с параллельным (а) и с последовательным (б) питанием.

1 — подвод греющего пара; 2 — 4 — соответственно испарители первой, второй и третьей ступеней; 5 — отвод вторичного пара; 6 — конденсатор; 7 — отвод конденсата; 8 — подвод питательной воды; 9 — подогреватель питательной воды; 10 — продувка.

теле расход пара от регенеративного отбора 1 возрастает на величину, соответствующую расходу греющего пара на испаритель $D_{гр}$, а расход пара от отбора 2 уменьшится на величину, определяемую производительностью испарителя $D_{исп}$. Так как давление в отборе 1 выше, чем в отборе 2, а $D_{гр} \approx D_{вт} = D_{исп}$, то очевидно, что при этом имеет место недовыработка электроэнергии в турбине, определяемая из выражения

$$\Delta N = D_{исп} (i_1 - i_2) \eta_m \eta_g, \quad (9.17)$$

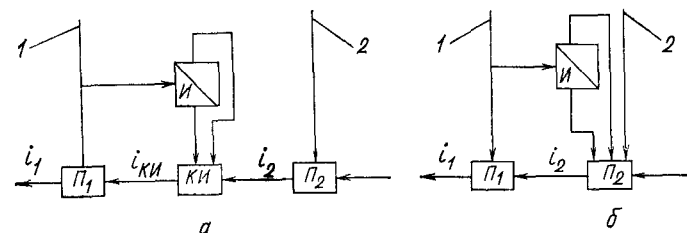


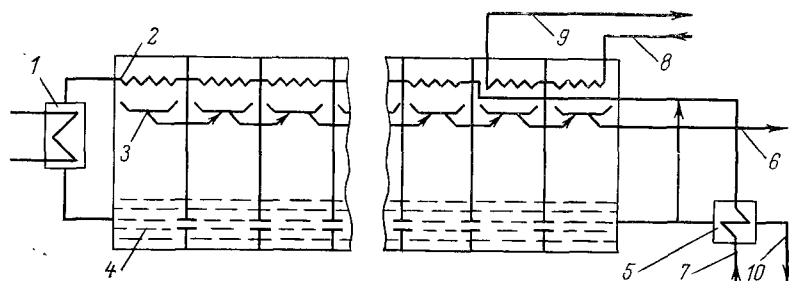
Рис. 9.32. Схемы включения испарителя в систему регенерации турбины [с отдельным конденсатором испарителя (а) и без отдельного конденсатора (б)]. 1, 2 — соответственно подвод пара от отборов турбины; И — испаритель; Π_1 и Π_2 — регенеративные подогреватели; КИ — конденсатор испарителя.

КИ. При меньших температурных перепадах производительность испарителя может быть выбрана большей. Однако при этом стоимость его, отнесенная к единице производительности, будет выше.

Одноступенчатые испарительные установки применяются на конденсационных электростанциях, где потери пара и конденсата в нормальных условиях не превышают 3% общего расхода пара на турбину. При этом испарительные установки, включенные по схеме, приведенной на рис. 9.32, а, работают при температурных перепадах 10—15° С. Когда потери выше (на теплоэлектроцентралях при наличии потерь пара и конденсата у потребителя), применяются двухступенчатые или многоступенчатые испарительные установки. Число ступеней обычно не превышает шести. С увеличением числа ступеней многоступенчатой испарительной установки количество дистиллята, получаемое при одном и том же расходе пара, отобранного из турбины, возрастает. Однако при выбранном температурном перепаде между греющим паром и температурой конденсации в последней ступени температурный перепад в каждой ступени будет уменьшаться и стоимость установки возрастет. Минимальная стоимость дистиллята имеет место при определенном температурном перепаде в одной ступени, обычно этот перепад находится в пределах 8—12° С.

Температурный перепад, который может быть использован для работы испарительной установки между двумя смежными отборами

По схеме, приведенной на рис. 9.32, *а*, испарительная установка может включаться также в систему подогрева сетевой воды. Это включение не изменит тепловой экономичности электростанции, а так как обычно расход пара на сетевые подогреватели значительно выше, чем на регенеративные, испарительные установки, включенные в систему



1 — теплообменник греющего пара; 2 — змеевик; 3 — устройство для сбора конденсата; 4 — водяной объем ступени испарительной установки; 5 — охладитель продувки; 6 — отвод дистиллята; 7 — подвод питательной воды; 8, 9 — подвод охлаждающей воды и отвод ее; 10 — продувка.

При включении испарителей в тепловую схему электростанции без потерь тепловой экономичности стоимость дистиллята определяется в основном стоимостью предварительной химической подготовки питательной воды испарителей и отчислениями от капитальных затрат на испарительную установку. Обычно при солесодержании исходной воды выше 300—400 мг/кг дистиллят дешевле воды, обработанной методом глубокого обессоливания. Кроме того, следует иметь в виду, что при термическом обессоливании воды расходуется значительно меньше химических реактивов, вследствие чего снижается общее количество солей, содержащихся в сбросных водах.

Химическая обработка воды, направляемой в испарительную установку, облегчается и удешевляется, а расход реагентов снижается в испарительных установках, в которых парообразование происходит при вскипании перегретой воды. На таких установках, называемых *установками мгновенного вскипания*, вода предварительно подогревается конденсирующимся вторичным паром, а затем греющим паром, подводимым к установке (рис. 9.33). Нагретая вода поступает в первую

Испарители мгновенного вскипания работают обычно на сырой воде с затравкой или на воде, обработанной методом подкисления. При этом отложение накипи на теплообменных поверхностях не имеет места лишь при низких температурах воды (до 120° С). Поэтому на таких установках давление в первой ступени не превышает 0,2 МПа, а в последней равно 0,008 МПа. Количество ступеней может достигать 30—35. Для одной и той же производительности при большем числе ступеней расходуются меньше греющего пара, однако стоимость установок при этом возрастает.

На АЭС испарительные установки могут применяться не только для производства добавочной воды, но и для очистки продувочной воды первого контура, радиоактивных вод бассейнов выдержки твэлов, сбросных вод (из баков биологической защиты реакторов, после обмыва оборудования, полов и стен помещений первого контура и спецпрачечной) и вод санпропускника. Во всех этих случаях в испарительных установках вода освобождается главным образом от растворенных в ней радиоактивных твердых веществ. Испарители на одноконтурных АЭС применяются также для генерации пара, используемого для уплотнения трубины.

Испарительные установки для очистки радиоактивных промывочных вод, вод бассейнов выдержки, спецпрачечных, санпропускников и прочих активных сбросных вод являются обычно одноступенчатыми, обогреваемыми паром низкого давления. Конденсат вторичного пара этих установок собирается в баках чистого конденсата и затем используется для нужд электростанции; продувочная вода направляется в специальную испарительную установку (доупариватель). Продувочная вода доупаривателя дренируется в могильники, а конденсат вторичного пара идет на вторичную выпарку.

Испарительные установки, служащие для очистки продувочных вод первого контура, обычно многоспутенчатые. Энтальпия продувочной воды достаточно велика. Поэтому вода направляется сначала в расширитель (рис. 9.34), а затем в испарительную установку. Греющим паром первой ступени установки является пар, полученный в расширителе. Продувочная вода последней ступени (так же как в одноступенчатой установке) направляется в доупариватель. Кубовый остаток доупаривателя сбрасывается в герметичную емкость, откуда сжатым воздухом перекачивается в хранилище жидких отходов [19, 53].

Регулирование уровня в испарителе осуществляется изменением количества пара, подаваемого в испаритель первой ступени. Для это-

го можно часть пара всегда перепускать из расширителя в конденсатор последней ступени и регулировать уровень по ступеням изменением расхода этого потока. Установка может быть рассчитана так, чтобы в нормальных условиях небольшая часть воды в расширителе выпаривалась паром от постороннего источника. Тогда при уменьшении давления греющего пара расход его будет падать и уровни во всех ступенях испарительной установки возрастут; при увеличении давления греющего пара уровни жидкости в испарителях будут понижаться.

На рис. 9.35 показаны типы конструкций испарителей, применяемых в настоящее время на электростанциях.

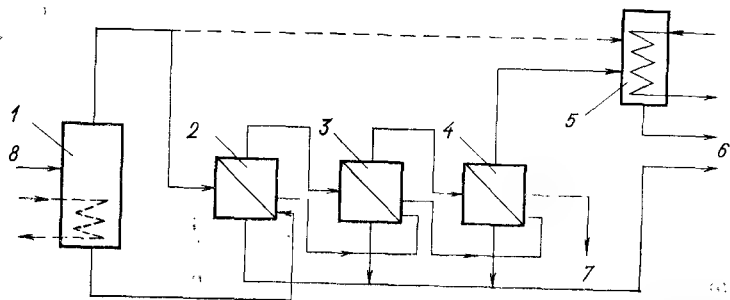


Рис. 9.34. Испарительная установка для восстановления продувочных вод первого контура АЭС.

1 — расширитель; 2—4 — испарители; 5 — конденсатор вторичного пара последней ступени установки; 6 — в бак чистого конденсата; 7 — на доупариватель; 8 — подвод продувочной воды первого контура АЭС.

Основными элементами испарителя являются вертикальный цилиндрический корпус, греющая секция и устройства по промывке пара. Греющая секция 2 состоит из обечайки и двух приваренных к ней трубных досок, в которые ввальцованы стальные трубки. В корпусе испарителя секция закрепляется на лапах, приваренных к верхней ее части. Центральная часть греющей секции трубками не заполнена и в нее по трубе 9 подается греющий пар. При работе испарителя нижняя часть корпуса заполнена водой, уровень которой поддерживается регулятором над греющей секцией. Греющий пар конденсируется на наружных поверхностях трубок и отдает свое тепло находящейся в них воде. Из-за перегородок, имеющих у периферии вырезы или отверстие в центральной части, движение пара происходит перпендикулярно осям кипящих трубок от оси греющей секции к периферии и от периферии к оси. Конденсат собирается в нижней части секции и по трубе 10 отводится из испарителя. Паровое пространство греющей секции соединено с паровым пространством испарителя трубкой 11 с вентилем. При работе испарителя этот вентиль открыт и неконденсирующиеся газы перепускаются из греющей секции в паровое пространство испарителя.

Над греющей секцией установлено паропромывочное устройство в виде паропромывочного дырчатого листа (рис. 9.35, а) или орошаемой набивки (рис. 9.35, б) [52]*.

В испарителях с паропромывочным дырчатым листом питательная вода поступает на этот лист и отводится с него в водяной объем испарителя.

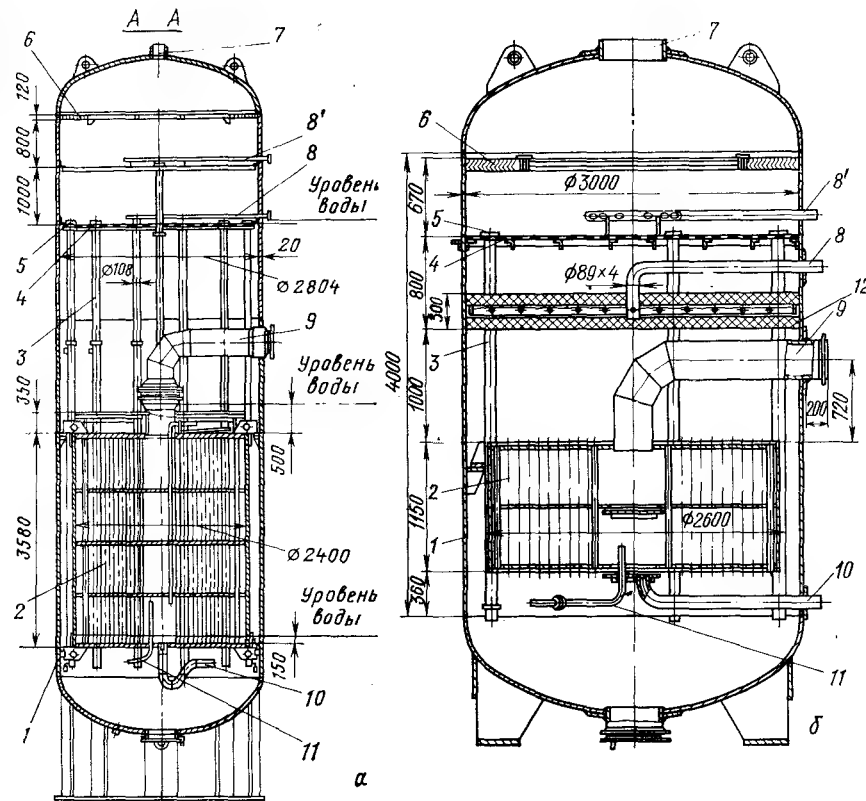


Рис. 9.35. Вертикальный испаритель с паропромывочными дырчатыми листами (а) и с орошаемой набивкой и конденсатной промывкой (б).

1 — корпус; 2 — греющая секция; 3 — опускная труба; 4 — паропромывочный дырчатый лист; 5 — перелив; 6 — жалюзийный сепаратор; 7 — отвод вторичного пара; 8 — подвод питательной воды; 9 — подвод конденсата; 10 — отвод конденсата; 11 — отвод неконденсирующихся газов; 12 — орошаемая набивка.

рителя по опускным трубам 3. При работе испарителя проходящий через отверстия листа пар препятствует протеканию жидкости, из-за чего питательная вода удерживается над листом, а барботирующий

* До последнего времени паропромывочные устройства устанавливались на расстоянии 700—800 мм от уровня воды в испарителе, сейчас это расстояние резко увеличено. (На испарителях Таганрогского котельного завода паропромывочный дырчатый лист установлен на высоте 4,0 м от греющей секции). Это сделано для того, чтобы исключить возможность резкого ухудшения качества дистиллята при переполнении аппарата питательной водой.

через нее пар очищается от захваченных им капель. Конечно, в дальнейшем пар захватывает образующиеся над паропромывочным листом капли питательной воды, однако солесодержание этих капель во много раз меньше. Необходимый уровень над листом (50—60 мм) обеспечивается переливами 5, установленными перед сливными трубами 3. В испарителях с орошаемой набивкой (рис. 9.35, б) питательная вода подается по центральной трубе 8 в крестовину, откуда распределяется по кольцевым трубам. Из труб вода поступает в корытца, где с помощью зубчатых переливов разбивается на ряд мелких струй, которые растекаются по набивке и дождем стекают на зеркало испарения. Верхний слой набивки не орошается и служит для улавливания брызг. При прохождении через нижнюю орошаемую набивку пар промывается, а при прохождении через верхнюю очищается от захватываемых им капель промывочной воды [52].

В испарителях, устанавливаемых на блоках с прямоточными котлами, наряду с промывкой пара питательной водой проводится промывка его конденсатом. Устройство для промывки пара конденсатом монтируется над орошаемой набивкой (как это показано на рис. 9.35, б) или над паропромывочным листом, на который подается питательная вода (рис. 9.35 а). Расход конденсата при этом не превышает 3—5% производительности испарителя.

Над паропромывочными устройствами обычно устанавливается жалюзийный сепаратор.

Производительность испарителя зависит не только от размеров греющей секции и корпуса аппарата, но также от перепада температуры между греющим и вторичным паром, значения давления вторичного пара, а также требований к качеству дистиллята. Ориентировочно можно считать, что при диаметре аппарата 3,0 м и давлении вторичного пара в пределах от 0,12 до 0,6 МПа допустимая производительность $D_{\text{и}}$ находится в пределах от 25 до 35 т/ч (большие значения относятся к более высоким давлениям вторичного пара). Для других диаметров диапазоны изменения $D_{\text{и}}$ могут быть определены в зависимости от этих величин по соотношению поперечных сечений рассматриваемого испарителя и аппарата диаметром 3,0 м.

На испарительных установках, применяемых для восстановления продувочной воды первого контура АЭС, промывка проводится лишь в слое конденсата, так как питательной водой является продувочная вода реактора, обладающая высокой радиоактивностью. Конструкция испарителей, установленных на блоках Нововоронежской и Белоярской АЭС, показана на рис. 9.36. Испарители здесь являются аппаратами с естественной циркуляцией и поверхностями нагрева, вынесенными в отдельный корпус. Поступающий сюда пар конденсируется на наружных поверхностях пучка вертикальных труб. Пароводяной поток из корпуса греющей секции направляется в сепаратор. Отделившаяся в сепараторе жидкость вместе с подлежащей очистке питательной водой вновь направляется в трубы греющей секции, а пар проходит последовательно жалюзийный сепаратор и паропромывочные устройства. Очищенный пар конденсируется в следующей ступени испарительной установки или конденсаторе последней ступени.

Конденсат вторичного пара всех ступеней собирается в баках чистого конденсата.

Паропреобразователи по конструкции не отличаются от испарителей ТЭС. Однако так как паропреобразователи рассчитываются для работы на более высоких давлениях, то даже при одних и тех же площадях теплопередающих поверхностей греющей секции испарителя и паропреобразователя технические характеристики и размеры присоединительных патрубков у этих аппаратов неодинаковые.

Количество примесей, содержащихся в дистилляте, предназначенном для восполнения потерь пара и конденсата в паротрубинной установке, должно быть не выше, чем в питательной воде. Стремиться к дальнейшему улучшению качества дистиллята не имеет смысла, так как добавочная вода в большинстве случаев составляет небольшую часть общего расхода питательной воды и поэтому практически не может улучшить ее. Требуемая величина продувки испарителя или паропреобразователя в зависимости от солесодержания питательной воды и концентрата $c_{\text{к}}$ может быть определена по формуле (%)

$$P = [c_{\text{п.н}} / (c_{\text{к}} - c_{\text{п.н}})] 100. \quad (9.18)$$

Солесодержание концентрата $c_{\text{к}}$ следует выбирать таким, чтобы при этом содержание примесей в дистилляте $c_{\text{д}}$ находилось в допустимых пределах.

В испарителях и паропреобразователях с промывочными устройствами дистиллят и вторичный пар высокого качества можно получить при солесодержании концентрата до 40 000—60 000 мг/кг, когда продувка обычно не превышает 2—3%.

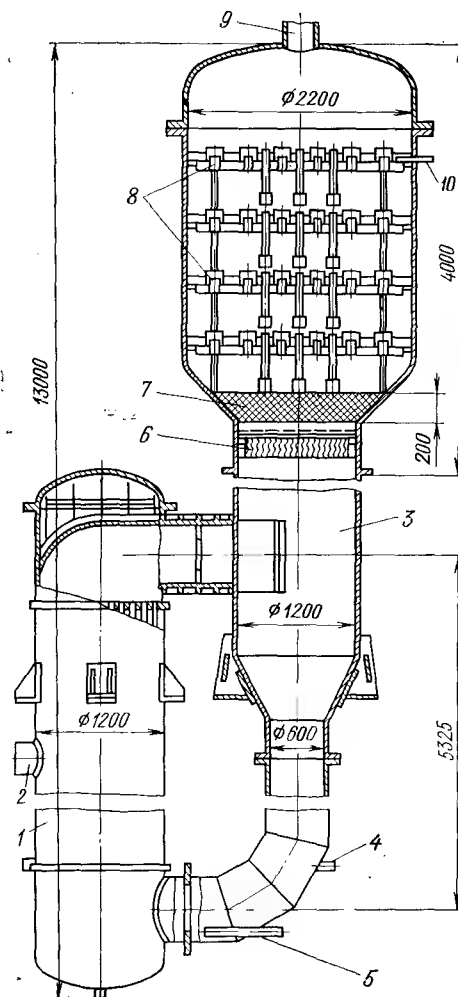


Рис. 9.36. Испаритель для восстановления продувочных вод первого контура АЭС.

1 — корпус с греющей секцией; 2 — подвод греющего пара; 3 — сепаратор; 4 — лоток продувочной линии; 5 — подвод исходной (питательной) воды; 6 — жалюзийный сепаратор; 7 — набивка (кольца Рашига); 8 — промывочное устройство; 9 — отвод очищенного (вторичного) пара; 10 — подвод промывочной воды.

9.8. СЕТЕВЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

По конструкции сетевые подогреватели подразделяют на горизонтальные и вертикальные.

На ТЭС применяются оба типа, хотя в последние годы на крупных ТЭЦ устанавливаются горизонтальные подогреватели. Это связано с тем, что такие подогреватели на ТЭЦ с турбинами Т-50-130, Т-100-130, Т-175-130 и Т-250-240 хорошо размещаются под камерой теплофикационного отбора между фундаментами турбин.

На рис. 9.37 изображен горизонтальный сетевой подогреватель, устанавливаемый на паротурбинной установке Т-100-130. Подогреватель двухходовой, имеет площадь поверхности нагрева 2250 м² и используется здесь в качестве первой ступени подогрева сетевой воды. Поверхность теплопередачи в нем собрана из латунных труб диаметром 24 × 1 мм, развальцованных в трубных досках.

Передняя камера подогревателя разделена перегородкой 7 на две части, к одной из них через штуцер 8 сетевая вода подводится, из другой через штуцер 6 отводится. Плоскость соприкосновения перегородки с трубной доской уплотняется асбестовыми или свинцовыми прокладками.

Пар поступает в подогреватель через прямоугольный штуцер 2 с направляющими перегородками, конденсат отводится через штуцер 10.

На корпусе подогревателя имеются штуцера для перепуска паровоздушной смеси из подогревателя второй ступени и насосов, а также

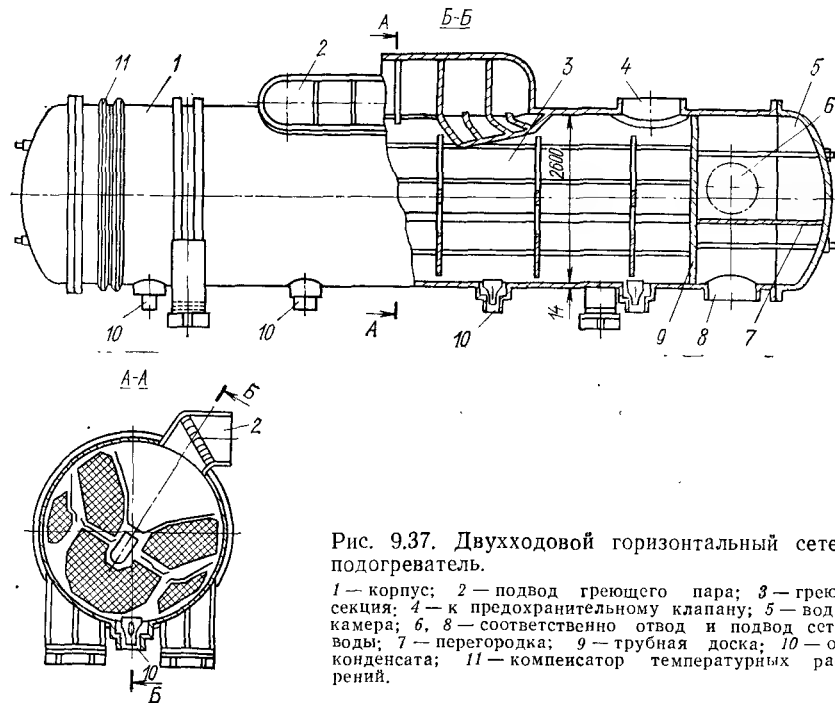


Рис. 9.37. Двухходовой горизонтальный сетевой подогреватель.

1 — корпус; 2 — подвод греющего пара; 3 — греющая секция; 4 — к предохранительному клапану; 5 — водяная камера; 6, 8 — соответственно отвод и подвод сетевой воды; 7 — перегородка; 9 — трубная доска; 10 — отвод конденсата; 11 — компенсатор температурных расширений.

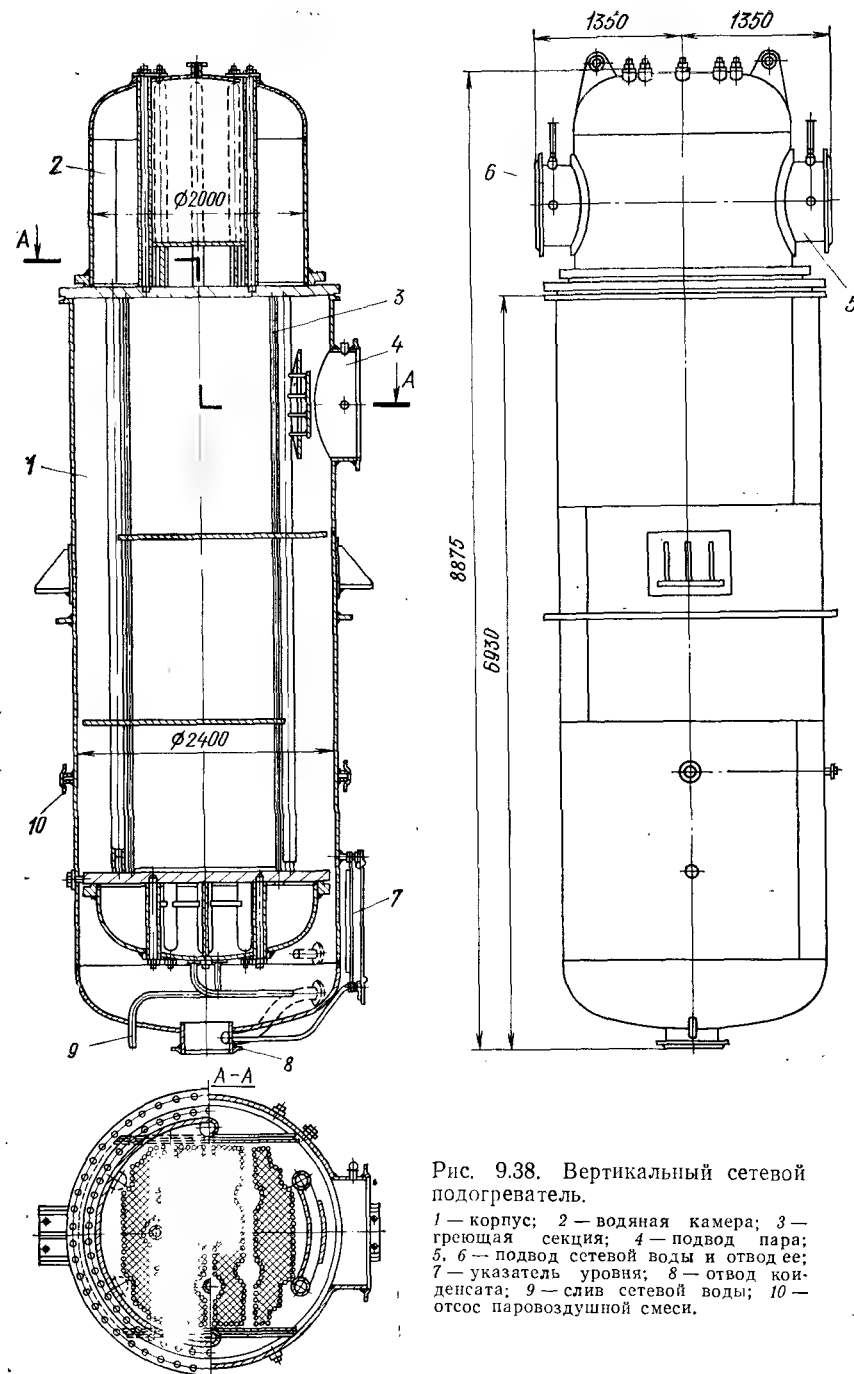


Рис. 9.38. Вертикальный сетевой подогреватель.

1 — корпус; 2 — водяная камера; 3 — греющая секция; 4 — подвод пара; 5, 6 — подвод сетевой воды и отвод ее; 7 — указатель уровня; 8 — отвод конденсата; 9 — слив сетевой воды; 10 — отсос паровоздушной смеси.

для отвода ее в конденсатор турбины и штуцер, к которому присоединяется предохранительный клапан.

Вертикальный сетевой подогреватель показан на рис. 9.38. Площадь поверхности подогревателя равна 1250 м², поверхность собрана из прямых латунных труб $\varnothing 24 \times 1$ мм, завальцованных в трубные доски — одна доска закреплена на корпусе, другая установлена свободно и может перемещаться внутри корпуса при тепловом удлинении труб. Пар подводится к подогревателю через боковой патрубок 4, конденсат отводится снизу через штуцер 8. Сетевая вода подводится в водяную камеру и отводится из подогревателя через штуцера 5 и 6. Остальные элементы аппарата ясны из чертежа.

Режим работы сетевого подогревателя определяется в зависимости от принятой схемы сетевой установки и количества тепла, отдаваемого тепловому потребителю (см. гл. 7). Если расход сетевой воды G_c и энтальпия ее на входе $i_{вх}$ и выходе $i_{вых}$ из подогревателя уже установлены, то расход пара на подогреватель $D_{п}$ определяется из уравнения теплового баланса

$$D_{п} (i_{п} - i_{к}) \eta_{п} = G_c (i_{вх} - i_{вых}), \quad (9.19)$$

где $i_{п}$ — энтальпия пара, поступающего в сетевой подогреватель, кДж/кг; $i_{к}$ — энтальпия конденсата, кДж/кг.

Тепловой расчет сетевой установки проводится при различных тепловых режимах и прежде всего при максимальной отопительной нагрузке, расчетной температуре отбора турбины, минимальной отопительной и летней нагрузках. Поверхности подогревателей рассчитываются по данным, полученным в режимах, когда передается наибольшее количество тепла; для других условий устанавливаются температуры сетевой воды в характерных точках (при принятом расходе ее), параметры и расход греющего пара.

Глава 10

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ НА ОРГАНИЧЕСКОМ И ЯДЕРНОМ ТОПЛИВЕ

10.1. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ НА ОРГАНИЧЕСКОМ ТОПЛИВЕ

Современные КЭС состоят из отдельных крупных блоков. В Советском Союзе в настоящее время находятся в эксплуатации в основном блоки на 150 (160) и 200 (210) МВт, работающие на начальных параметрах 12,7 МПа, 540° С и блоки мощностью 300, 500 и 800 МВт на параметрах 23,5 МПа, 540° С. На параметрах 23,5 МПа, 540° С введен в эксплуатацию также блок мощностью 1200 МВт. Паротурбинные установки на 12,7 МПа могут иметь как барабанные, так и промежуточные котельные установки; давление 23,5 МПа является сверхкритическим и на этих параметрах могут применяться, конечно, лишь прямоточные котельные установки.

На рис. 10.1—10.3 показаны принципиальные тепловые схемы блоков с турбинами К-200-130, К-300-240 и К-800-240, а в табл. 10.1 приводятся параметры блоков и основные характеризующие их технические данные. Все блоки работают по циклу с промежуточным перегревом пара. В показанном на рис. 10.1 блоке с турбиной К-200-130 и барабанным паровым котлом деаэрактор подключен к третьему (по ходу пара в турбине) отбору и составляет вместе с подогревателем P_3 одну

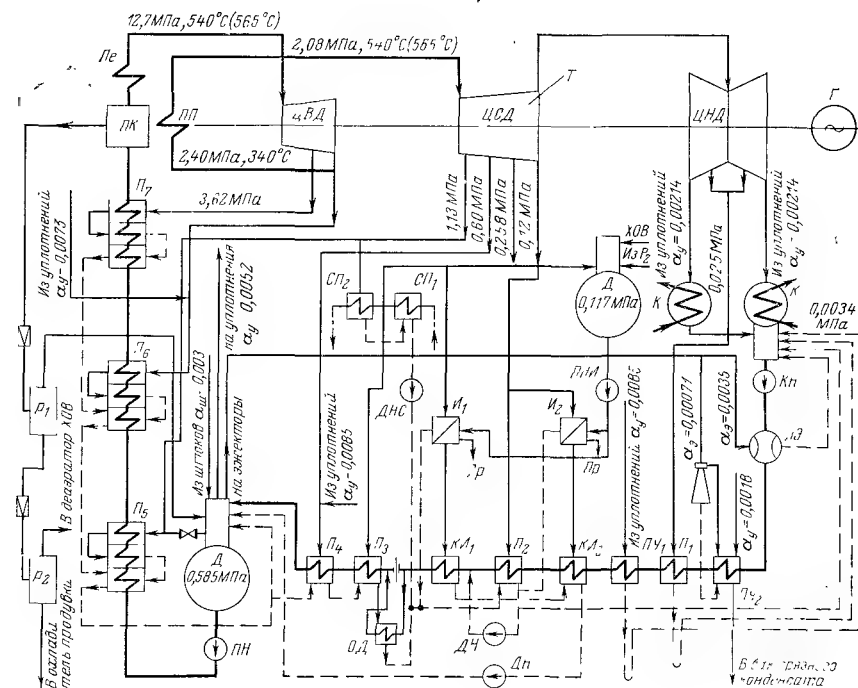


Рис. 10.1. Принципиальная тепловая схема конденсационного блока с турбиной К-200-130.

ПК — паровой котел; Пп и ПП — пароперегреватель и промежуточный пароперегреватель; Т — турбина; Г — генератор; К — конденсатор; КН — конденсатный насос; ПУ — подогреватель эжекторной установки; ПУ₁ и ПУ₂ — подогреватели, использующие пар уплотнений; И₁ и И₂ — испарители; Д — деаэрактор; ДН — дренажный насос; ПН — питательный насос испарительной установки; КИ₁ и КИ₂ — конденсаторы вторичного пара испарителей; Р₁ — Р₂ — регенеративные подогреватели низкого давления; ОД — охладитель дренажа; СП₁ и СП₂ — сетевые подогреватели; ДНС — дренажный насос сетевой; ПН — питательный насос; П₁ — П₄ — регенеративные подогреватели высокого давления; Р₁ и Р₂ — расширители продувки; ХОВ — химически обработанная вода.

ступень подогрева (деаэрактор включен по схеме, изображенной на рис. 9.11, б), в других блоках (см. рис. 10.2 и 10.3) деаэрактор подключен к четвертому отбору и работает как отдельный подогреватель. Подогреватели высокого давления на всех установках имеют встроенные охладители пара ОП и дренажа ОД. На блоке мощностью 300 МВт подогреватель низкого давления P_4 также имеет встроенный ОП, а подогреватель P_3 — встроенный ОД, а на блоке мощностью 800 МВт оба подогревателя (P_3 и P_4) имеют ОП и ОД. При этом на блоке с турби-

Таблица 10.1. Параметры и основные технические данные конденсационных блоков различной мощности

Величина, размерность	Мощность блока, МВт		
	200	300	800
Номинальная мощность, МВт	200/210	300	800
Начальные параметры:			
давление, МПа	12,7	23,5	23,5
температура, °С	565 (540)*	565 (540)*	565 (540)*
Параметры промежуточного перегрева			
на выходе из ЧВД:			
давление, МПа	2,4	3,9	3,65
температура, °С	340	315	310
на входе в ЦСД:			
давление, МПа	2,08	3,54	3,25
температура, °С	565 (540)*	565 (540)*	565 (540)*
Конечное давление, МПа	0,0034	0,0034	0,0034
Число регенеративных отборов	7	8	8
Число подогревателей:			
низкого давления	4	5	5
высокого давления	3	3	3
Давление в деаэраторе, МПа	0,585	0,685	0,685
Температура питательной воды, °С	236	264	271
Расход пара при номинальной нагрузке, т/ч	592	880	2400
Удельный расход тепла по установке, кДж/(кВт·ч)	8025	7700**	7640**

* Технические характеристики приводятся по данным заводских расчетов, которые осуществлены при температуре пара на входе в турбину и после промежуточного перегрева, равной 565 °С. В настоящее время на многих электростанциях эта температура снижена до 540 °С. При таких температурных режимах теплообменные поверхности паровых котлов и паропроводы можно изготавливать из сталей перлитного класса, которые значительно дешевле сталей мартенситно-ферритного и аустенитного класса, требующихся при больших значениях t_0 . Однако показатели тепловой экономичности при этом немного понижаются. Несколько изменяются также параметры пара в отборах.

** С учетом расхода энергии на турбопривод питательного насоса.

На блоке мощностью 200 МВт (см. рис. 10.1) применен питательный насос с электроприводом, на блоке с турбиной К-300-240 — питательный насос с приводной турбиной с противодавлением, а на блоке с турбиной К-800-240 установлены две приводные турбины с собственными конденсаторами, производительность каждой турбины составляет 50%*. Мощность электропривода на блоках с турбинами К-200-130 составляет около 2% мощности блока. Мощность турбопривода блока с турбиной К-300-240 — 9,0 МВт, а две приводные турбины, установленные на блоке мощностью 800 МВт, развивают при номинальной нагрузке блока около 27 МВт.

На всех блоках пар из уплотнений турбины направляется в отборы и подогреватели пара уплотнений ПУ. Уплотнение низших точек турбины производится паром из деаэратора. Расходы пара уплотнений, поступающего в отборы и деаэратор, а также паровые потоки, отби-

раемые из деаэратора, приведены на схемах в долях общего расхода пара на турбину при ее номинальной мощности.

На ТЭЦ применяются турбины с противодавлением (типа Р), с конденсацией и производственным отбором пара (типа П), с конденсацией и одним или двумя теплофикационными отборами (типа Т) и с конденсацией, промышленным и теплофикационными отборами (типа ПТ). Турбины типа ПТ также могут иметь один или два теплофикационных отбора. Принципиальная схема станции существенно зависит от типа турбины, поэтому очевидно, что схемы ТЭЦ различаются еще большим разнообразием.

Начальные параметры паротурбинных установок ТЭЦ обычно такие же, как и на конденсационных станциях, однако электрическая мощность наиболее крупных установок здесь меньше, чем на КЭС, и общая мощность станции ниже.

В настоящее время на отопительных ТЭЦ наибольшее распространение имеют установки электрической мощностью 100 и 50 МВт, работающие на начальных параметрах 12,7 МПа, 540 °С. Для отопительных ТЭЦ больших городов созданы установки электрической мощностью 175 МВт (с турбиной Т-175-130) и 250 МВт (с турбиной Т-250-240). Установки с турбинами Т-250-240 являются блочными и работают при сверхкритических начальных параметрах (23,5 МПа, 540—560 °С). Потребности в установках большей мощности для комбинированного производства тепла и электроэнергии пока нет, однако очевидно, что в связи с быстрым ростом промышленности и все большим развитием теплофикации такая необходимость в дальнейшем возникнет.

Принципиальная тепловая схема станции с турбиной Т-100-130 приведена на рис. 10.4*. Параметры пара перед турбиной 12,7 МПа 540 °С. Турбина имеет семь отборов, из которых два последних — теплофикационные. Система регенеративного подогрева состоит из трех ПВД, деаэратора (присоединенного к третьему отбору турбины по предвключенной схеме) и четырех ПНД. Кроме того, как и обычно, в системе имеются подогреватели, работающие на паре уплотнений ПУ₁ и ПУ₂ и паре эжекторной установки ПЭ. Все ПВД имеют встроенные ОП и ОД. Подогреватель низкого давления П₃ имеет вынесенный ОД.

Подогрев сетевой воды проводится в сетевых подогревателях СП₁ и СП₂. В зимнее время для подогрева воды можно использовать также встроенный в конденсатор выделенный пучок. При такой схеме подача циркуляционной воды в конденсатор прекращается и давление в нем несколько возрастает (до 0,01—0,02 МПа в зависимости от температуры сетевой воды, поступающей в этот пучок). Однако тепло отработавшего пара при этом полностью используется. В холодное время года, когда количество тепла, отдаваемого паром теплофикационных отборов при максимальных расходах $D_{п,1}$ и $D_{п,2}$, недостаточно, вклю-

* Давление пара в отборах и значения α_y , приведенные на схеме, относятся к режиму при электрической мощности турбогенератора $N_g = 99,55$ МВт и тепловой мощности 685 ГДж/ч, когда отвод тепла в конденсаторе проводится технической охлаждающей водой (встроенный пучок выключен).

* Выбор типа и схемы привода питательного насоса см. в § 9.4 и 12.5.

чается пиковый водогрейный котел. В летний период сетевая вода подогревается лишь паром второго теплофикационного отбора.

Давление в нижнем теплофикационном отборе в зависимости от режима находится в пределах 0,05—0,15 МПа, в верхнем — в пределах 0,06—0,25 МПа.

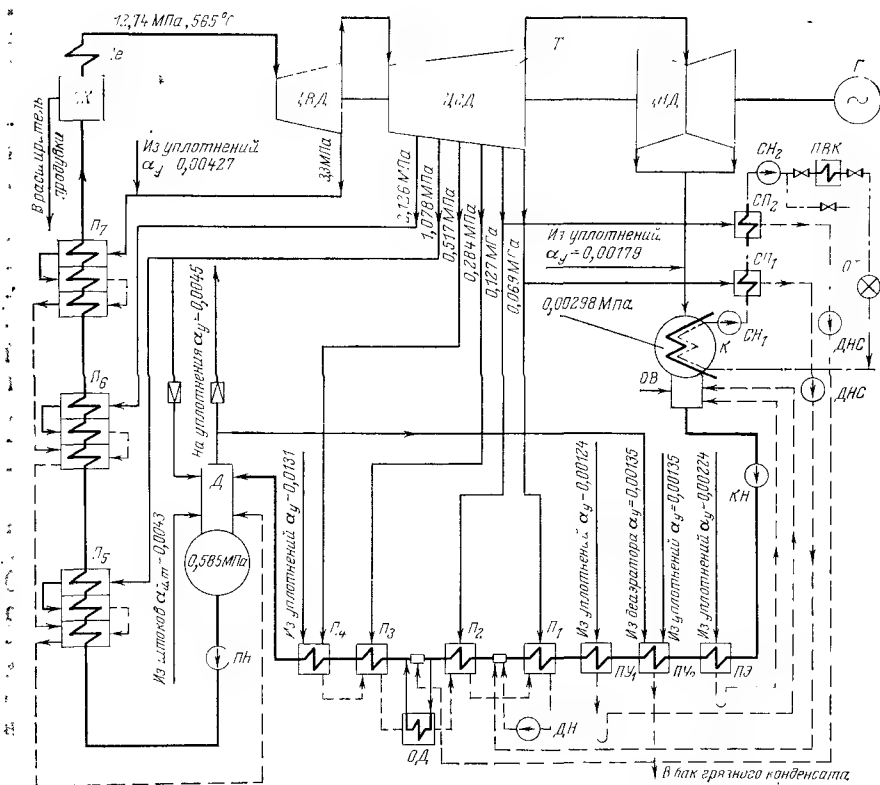


Рис. 10.4. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ с турбиной Т-100-130.

ПК — паровой котел; ПР — пароперегреватель; ПР; Т — турбина; Г — генератор; К — конденсатор; ПН — конденсатный насос; ПЭ — подогреватель эжекторной установки; ПУ — подогреватель, использующий пар уплотнения; Д — деаэрактор; П1—П4 — регенеративные подогреватели низкого давления; ОД — охладитель дренажа; ДН — дренажный насос; СП1 и СП2 — сетевые подогреватели; ДНС — дренажный насос сетевой; ПН — питательный насос; П5—П7 — регенеративные подогреватели высокого давления; ПВК — пиковый водогрейный котел; СН1 и СН2 — сетевой насос; ОТ — отопительная тепловая нагрузка; ОВ — обессоленная добавочная вода.

Максимальный расход пара на турбину составляет 460—480 т/ч. Номинальная нагрузка отборов равна 670 ГДж/ч (~310 т/ч пара на оба сетевых подогревателя). При работе по схеме со встроенным пучком теплофикационная нагрузка возрастает до 710—730 ГДж/ч. Температура питательной воды при номинальной нагрузке достигает 230° С.

Для чисто конденсационного режима при номинальной мощности 100 МВт расход пара на турбину составляет 360 т/ч, максимальный пропуск пара в конденсатор при этом равен 270 т/ч.

10.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ АЭС

В настоящее время строятся АЭС, работающие по различным схемам, но все же наибольшее распространение получили двухконтурные АЭС с водяным теплоносителем и одноконтурные с реактором кипящего типа.

Первая АЭС была построена в Советском Союзе и пущена в эксплуатацию в июне 1954 г [66, 72]. Эта станция положила начало использованию атомной энергии для производства электроэнергии. На станции необходимо было проверить работу основных элементов и показать возможность в промышленных установках преобразовывать энергию деления ядер в электрическую. Параметры установки были низкими, тепловая схема сильно упрощена, а электрическая мощность составляла всего 5000 кВт. Электростанция была спроектирована для работы по двухконтурной схеме. Опыт эксплуатации ее показал, что двухконтурные АЭС вполне надежны, а работа их не оказывает вредного влияния на окружающую среду и здоровье обслуживающего персонала. Работы, проведенные в последующие годы на установках электрической мощностью 210, 365 и 440 МВт (на Нововоронежской АЭС), позволили создать серии крупных энергетических блоков, эксплуатирующихся сейчас на нескольких электростанциях Советского Союза. Одновременно были разработаны и построены блоки конденсационных АЭС большой мощности, работающие по одноконтурной схеме.

Принципиальная схема блока двухконтурной АЭС с реактором ВВЭР-440 и турбинами К-220-44 приведена на рис. 10.5. Блок состоит из одного реактора, шести циркуляционных петель с ПГ и двух турбогенераторов мощностью 220 МВт каждый. Тепловая мощность реактора составляет 1370 МВт.

Давление в первом контуре принято равным 12,2 МПа и поддерживается компенсатором объема с электрическим обогревом (с паровой подушкой). Температура теплоносителя на входе в реактор равна 270 °С, а на выходе — 300 °С, при этих условиях в ПГ генерируется пар давлением 4,6 МПа. Производительность каждого ПГ составляет 450 т/ч.

В контурах установлены циркуляционные насосы бессальникового типа. Насосы имеют встроенные трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором. Двигатели циркуляционных насосов имеют три независимых источника питания. К каждому источнику питания подключены два двигателя. Поэтому при электрических авариях могут оказаться обесточенными лишь два привода главных циркуляционных насосов, а в таких случаях останавливать реактор не требуется.

Турбина К-220-44 на 3000 об/мин имеет восемь регенеративных отборов: пять из цилиндра высокого давления и три из цилиндров низ-

(1) $\mathcal{C}^{\infty}(\mathbb{R}^n, \mathbb{R})$ is a vector space over $\mathbb{R}$.

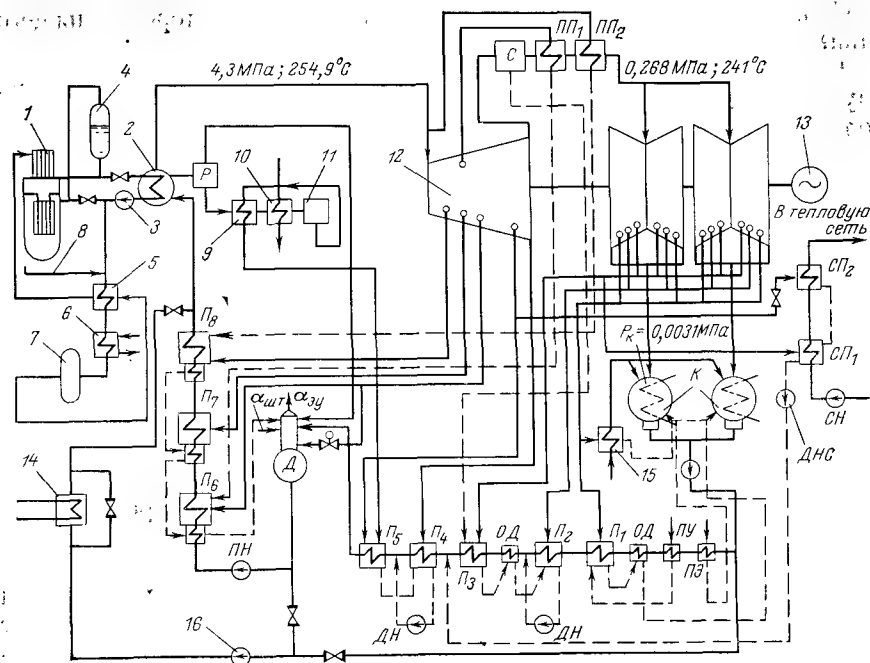


Рис. 10.5. Принципиальная тепловая схема АЭС с турбинами К-220-44.

1 — реактор; 2 — ПГ; 3 — циркуляционный насос; 4 — компенсатор объема; 5 — регенеративный теплообменник; 6 — доохладитель; 7 — фильтр; 8 — подвод добавочной воды в контур реактора (место ввода показано условно); 9 — теплообменник; 10 — доохладитель; 11 — ионообменный фильтр; 12 — турбина; 13 — электрический генератор; 14 — охладитель системы расхолаживания; 15 — подогреватель добавочной воды; 16 — насос; Р — расширитель продувки ПГ; С — сепаратор; $ПП_1$ и $ПП_2$ — пароперегреватели первой и второй ступеней. (Остальные обозначения см. на рис. 10.1, 10.2.)

Температура питательной воды равна 225° С. Турбина проектируется в двух модификациях: на расчетное давление $p_k = 0,0031$ и 0,0051 МПа [63, 64]. При $p_k = 0,0031$ МПа КПД станции составляет 32%, т. е. значительно выше КПД установки первой очереди (28,3%) Нововоронежской АЭС. КПД электростанции нетто при этом равен 29,7% [63].

Продувочные воды первого контура реактора и ПГ очищаются в ионитовых фильтрах, после чего возвращаются в контур реактора и ПГ. До поступления в фильтры потоки охлаждаются, однако большая часть тепла при этом возвращается в контуры теплоносителя и трубо-

провода питательной воды ПГ. Схема использования тепла ясна из рис. 10.5.

На блоках могут устанавливаться сетевые подогревательные установки, служащие для покрытия тепловых нагрузок (на отопление, вентиляцию и бытовые нужды) АЭС и жилого поселка. Тепловая нагрузка установки при нагреве воды от 70 до 130 °С составляет ~105 ГДж/ч.

В Советском Союзе имеется несколько электростанций с блоками, аналогичными описанному. Такие электростанции работают также в НРБ, ГДР, Финляндии и других странах.

Обычно электростанция с турбинами К-220-44 состоит из двух блоков электрической мощностью 440 МВт. Мощность электростанции при этом равна 880 МВт.

В СССР сооружены также двухконтурные АЭС с турбинами мощностью 500 МВт и реакторами электрической мощностью 1000 МВт. Блок такой станции состоит из одного реактора ВВЭР-1000 тепловой мощностью 3000 МВт, четырех петель с ПГ и двух турбин К-500-60.

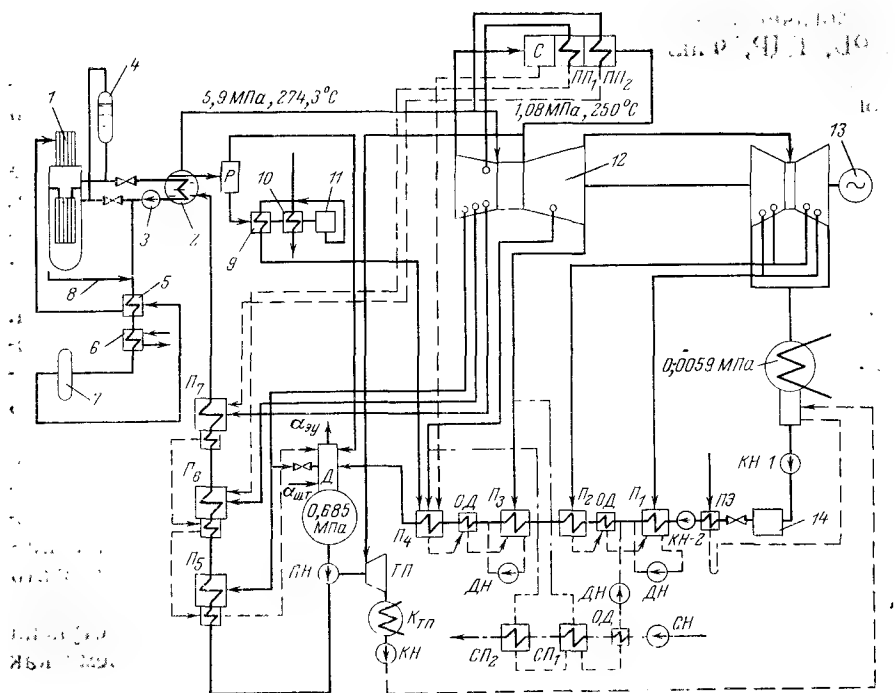
Принципиальная схема блока показана на рис. 10.6. Как видно из рисунка, давление пара перед турбиной здесь поднято до 5,9 МПа. Чтобы осуществить это, потребовалось повысить температуру теплоносителя и давление в первом контуре АЭС. Температура теплоносителя на входе в реактор принята равной 288 °С, а на выходе — 322 °С, давление в контуре теплоносителя составляет 15,7 МПа.

На рассматриваемой АЭС устанавливаются тихоходные турбины ($n = 1500$ об/мин). На турбинах с частотой вращения 1500 об/м длина лопатки последней ступени и средний диаметр ее могут быть существенно увеличены. Это дает возможность при одних и тех же начальных и конечных параметрах и одинаковом числе выхлопов создать турбоагрегаты большей мощности.

На рассматриваемой турбине длина лопатки последней ступени составляет 1450 мм, а средний диаметр ее — 4150 мм, в то время как на турбине К-220-44 эти величины соответственно равны 1050 и 2550 мм. Столь резкое увеличение площади выхлопного сечения позволило заполнить турбину с одним двухпоточным ЦНД.

Турбина имеет семь регенеративных отборов. Деаэратор подключен к третьему отбору по ходу пара и составляет вместе с поверхностным подогревателем этого отбора одну ступень подогрева. Так же как на блоке с турбиной К-220-44, все ПВД имеют встроенные охладители дренажа. Охладители дренажа имеются также на линии между подогревателями $П_1$ и $П_2$, а также между подогревателями $П_3$ и $П_4$. После ЧВД турбины поток пара проходит сепаратор и двухступенчатый пароперегреватель. Давление пара на входе в ЧСД турбины составляет 1,08 МПа, температура — 250 °С. Установка рассчитана на давление в конденсаторе $p_k = 0,0059$ МПа. Температура питательной воды равна 226 °С.

Весь поток конденсата после конденсатора турбины пропускается через блочную обессоливающую установку (БОУ), поэтому конденсатные насосы устанавливаются в две ступени: непосредственно после конденсатора и за БОУ.

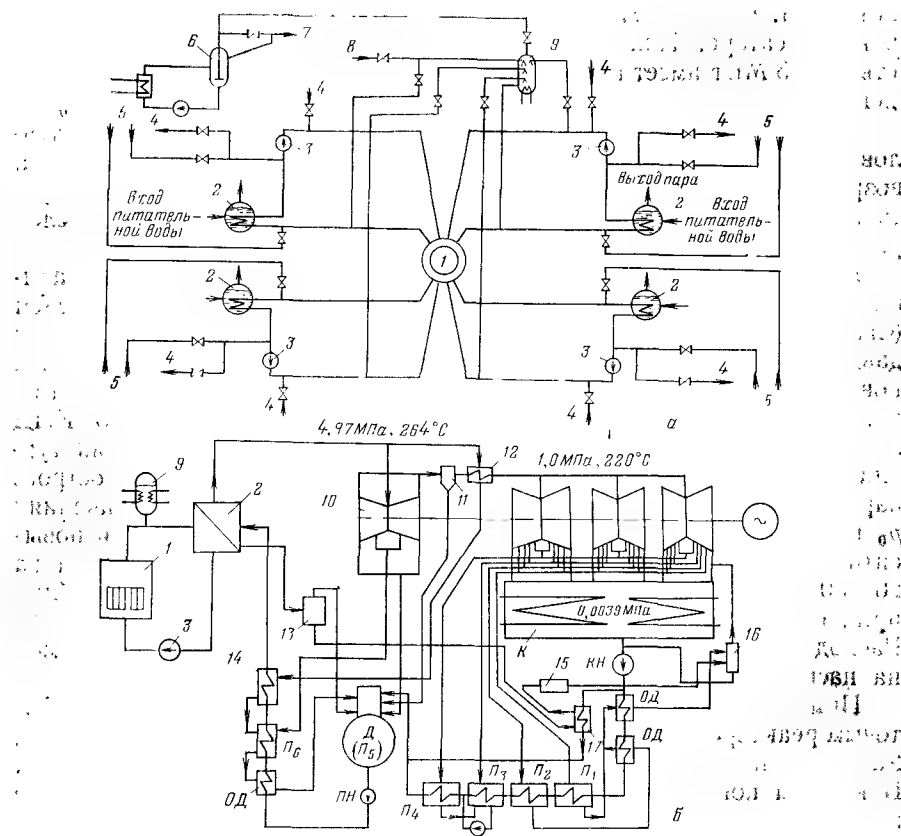
[illegible]

1 — реактор; 2 — ПГ; 3 — циркуляционный насос; 4 — компенсатор объема; 5 — регенеративный теплообменник; 6 — доохладитель; 7 — фильтр; 8 — подвод добавочной воды в контур реактора (место ввода показано условно); 9 — теплообменник; 10 — доохладитель; 11 — фильтр; 12 — турбина; 13 — электрический генератор; 14 — блочная обессоливающая установка (БОУ). (Остальные обозначения не относятся к принятым ранее.)

КПД блока брутто составляет 33,3%, КПД нетто — 31,7% [38, 63].

188

Давление пара перед турбиной равно 4,97 МПа. На выходе из ЧВД турбины установлены сепаратор и одноступенчатый пароперегреватель, обогреваемый острым паром. Давление пара на входе в ЧНД тур-



а - принципиальная схема первого контура; *б* - схема блока; 1 - реактор; 2 - ПГ; 3 - циркуляционный насос первого контура; 4 - ввод воды и отвод ее при регулировании объема теплоносителя; 5 - аварийный выпуск для отвода избыточного тепловыделения; 6 - барботер; 7 - отвод газов; 8 - выпуск в компрессор объема; 9 - отвод в компрессор; 10 - турбогенератор; 11 - сепаратор; 12 - пароперегреватель; 13 - расширитель продуктов; 14 - охлаждаемый конденсат промежуточного перестроения; 15 - обессоливающая установка; 16 - расширитель; 17 - охладитель продуктов. (Остальные обозначения не отличаются от принятых ранее.)

189

давление в конденсаторе $p_k = 0,0039$ МПа. В этих условиях КПД станции нетто составляет 32,7%.

Как уже отмечалось, мощность турбины составляет 1200 МВт. Для того чтобы создать турбину такой мощности на насыщенном паре при принятых начальном и конечном давлениях, даже для $n = 1500$ об/мин число выхлопов пришлось увеличить до шести, а ЦВД сделать двухпоточным. Число выхлопов можно уменьшить, если поднять давление в конденсаторе. Так, на АЭС «Мюльхайм—Керлих» турбина мощностью 1295 МВт имеет не шесть, а четыре выхлопа, но давление в конденсаторе здесь составляет 0,1 МПа, а начальное давление $p_0 = 6,72$ МПа [27]. Так как повышение p_k приводит к уменьшению тепловой экономичности установки, а увеличение числа выхлопов — к возрастанию стоимости ее, то очевидно, что значения этих величин устанавливаются из сопоставления технико-экономических показателей различных решений.

Принятая сейчас на всех АЭС с турбинами, работающими на насыщенном паре, схема с сепаратором и паровым пароперегревателем (СПП) привела к увеличению КПД станции при том же начальном давлении p_0 . В то же время при такой схеме оказалось возможным повысить p_0 , сохранив в схеме одну ступень сепарации и промежуточного перегрева пара. Это привело к дальнейшему повышению КПД АЭС. Однако для того чтобы влажность пара во всех ступенях турбины не превышала допустимых значений ($\sim 14\%$), давление острого пара при этом должно быть не выше 7,0 МПа. При таких значениях p_0 КПД установки может быть еще несколько увеличен, если повысить температуру теплоносителя и генерировать пар, перегретый на 20—30 °С. На АЭС «Мюльхайм—Керлих» пар подается на турбину при давлении 6,72 МПа и температуре 312° С, т. е. перегретым на 28° С. Расход тепла при этом понижается на 1,9% (по сравнению со схемой на насыщенном паре) [27].

Принципиальная схема блока одноконтурной АЭС с уран-графитовым реактором канального типа РБМК-1000 приведена на рис. 10.8. Рабочие каналы реактора включены в два циркуляционных контура. В каждом контуре установлены два барабана-сепаратора и четыре циркуляционных насоса (см. рис. 9.24, б). Так же как на АЭС с реакторами ВВЭР-1000, здесь в блоке имеются две турбины мощностью по 500 МВт. Турбина состоит из одного двухпоточного ЦВД и четырех двухпоточных ЦНД. Частота вращения турбогенератора составляет 3000 об/мин, длина лопаток последней ступени равна 852 мм, а средний диаметр последней ступени — 2350 мм. В этих условиях при выбранной мощности турбоагрегата оказалось необходимым иметь восемь выхлопов.

Начальное давление пара $p_0 = 6,46$ МПа ($t_0 = 280,4$ °С), давление пара после промежуточного перегрева равно 0,301 МПа, а давление в конденсаторе — 0,0039 МПа.

ЦВД и ЦНД турбины имеют по три отбора. Из первого (по ходу пара) отбора ЦВД пар направляется на первую ступень пароперегревателя, в деаэратор и в испаритель, где генерируется пар, направляемый в уплотнения турбины; из остальных отборов — в регенератив-

ные подогреватели низкого давления. На таких АЭС оптимальная температура питательной воды, определяемая из технико-экономических расчетов, не велика и регенеративный подогрев воды может быть закончен в деаэраторе. Поэтому подогревателей высокого давления в схеме нет. Температура питательной воды равна ~ 164 ° С.

Весь конденсат турбины пропускается через БОУ, в связи с чем в схеме имеются две ступени конденсатных насосов. Все поверхностные регенеративные подогреватели имеют охладители дренажа. На блоке

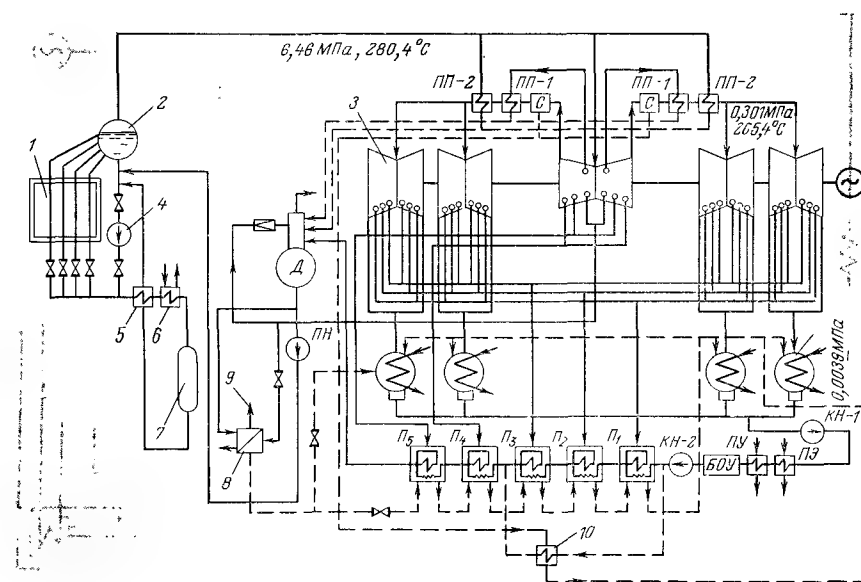


Рис. 10.8. Тепловая схема блока одноконтурной АЭС с турбиной К-500-65.

1 — реактор; 2 — барабан-сепаратор; 3 — турбогенератор; 4 — циркуляционный насос; 5 — регенеративный теплообменник; 6 — доохладитель; 7 — фильтр; 8 — испаритель; 9 — пар на уплотнение турбины; 10 — охладитель сепарата. (Остальные обозначения не отличаются от принятых ранее.)

имеется сетевая подогревательная установка, максимальная тепловая нагрузка которой составляет 210 ГДж/ч. В сетевые подогреватели установки можно подавать пар от последних четырех отборов турбины. При этом вода, циркулирующая в промежуточном контуре, будет нагреваться от 80 до 160° С, а сетевая вода — от 70 до 150° С.

В блоках с турбинами К-220-44 и К-500-65 давление p_c , при котором пар выводится из ЦВД на паросепаратор и промежуточный перегрев, значительно ниже значений $p_{c, \text{опт}}$, при которых обеспечивается максимальная тепловая экономичность установки (см. § 4.3). Это объясняется тем, что при создании турбин применены многие элементы ЦНД конденсационных турбин К-300-240 и К-500-240. Низкая температура питательной воды и неоптимальное значение p_c сказались на значении КПД блока с реактором РБМК-1000, который оказался

ниже, чем на АЭС с реактором ВВЭР-1000. КПД нетто электростанции с реактором РБМК-1000 равен 31,3% [63].

Упрощенная принципиальная тепловая схема крупного блока АЭС с корпусным реактором кипящего типа показана на рис. 10.9 [76]. Реактор, в котором замедлителем и теплоносителем является вода, имеет тепловую мощность 1912 МВт и работает в блоке с турбиной, N_t которой равна 670 МВт (электрическая мощность нетто составляет

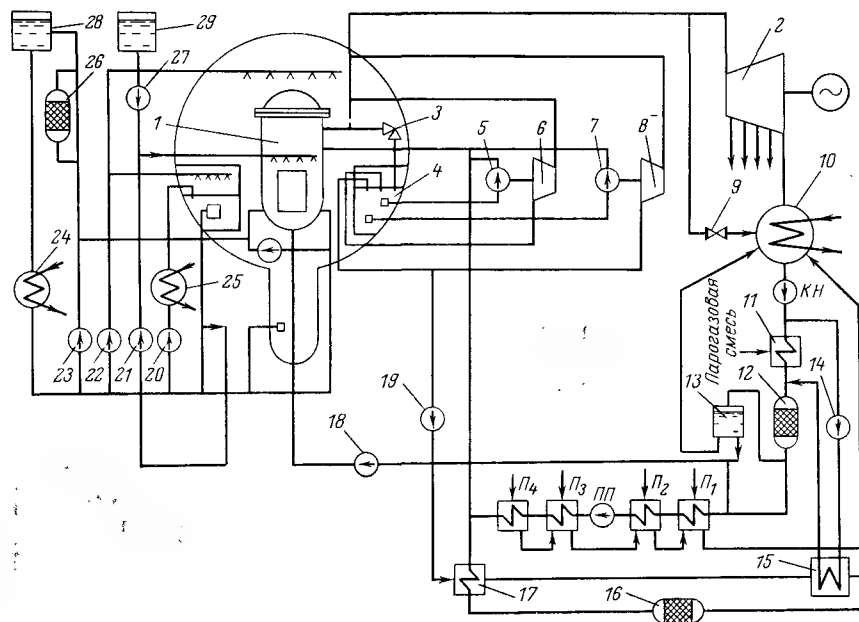


Рис. 10.9. Схема блока АЭС с корпусным реактором кипящего типа.

1 — реактор; 2 — турбогенератор; 3 — предохранительный клапан; 4 — конденсационная камера; 5 — аварийный насос конденсационной камеры; 6 и 8 — турбины системы аварийного впрыска; 7 — насос аварийного впрыска; 9 — редукционно-охладительная установка; 10 — конденсатор; 11 — подогреватель системы газовых сдувок; 12 — конденсатоочистка; 13 — бак конденсата; 14 — насос; 15 — доохладитель; 16 — фильтр; 17 — регенеративный подогреватель; 18 — насос; 19 — насос системы очистки теплоносителя; 20 — насос системы отвода остаточного тепловыделения; 21 — насос линии орошения активной зоны; 22 — аварийный насос; 23 — насос бассейна перегрузки; 24 — теплообменник; 25 — теплообменник расхолаживания; 26 — фильтр; 27 — насос ввода поглотителя; 28 — бассейн выдержки горючего и перегрузки; 29 — бак с раствором поглотителя.

640 МВт). Для увеличения кратности циркуляции в активной зоне реактора в корпусе его установлены встроенные осевые насосы, а снаружи — два циркуляционных насоса. В этих условиях при номинальной мощности реактора среднее объемное паросодержание в активной зоне равно 42,7%, а на выходе из активной зоны — 66,7%.

Давление в реакторе равно 6,96 МПа, на входе в турбину — 6,57 МПа ($t_n = 281,5^\circ \text{C}$). Турбина тихоходная ($n = 1500$ об/мин), с однопоточным ЦВД, двухпоточным ЦСД и двумя двухпоточными ЦНД. Турбина имеет четыре регулируемых отбора. Температура питательной воды равна $190,5^\circ \text{C}$. Расчетное давление в конденсаторе $p_k = 0,0036$ МПа. Остальные элементы ясны из схемы (см. рис. 10.9).

КПД нетто такой АЭС равен 33,4%.

На одноконтурных АЭС с реакторами корпусного типа устанавливаются также быстроходные турбины. Однако при этом турбины мощностью 650—700 МВт, даже при повышенных значениях давления в конденсаторе ($p_k = 0,006 \div 0,007$ МПа), имеют уже не менее шести выхлопов. На рис. 10.10 приведена схема паротурбинной установки с корпусным реактором кипящего типа и турбиной мощностью 700 МВт,

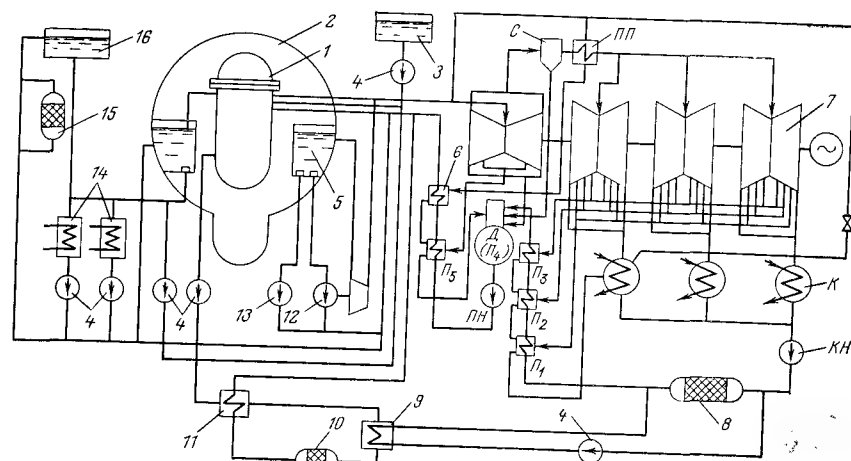


Рис. 10.10. Схема паротурбинной установки АЭС мощностью 700 МВт с корпусным реактором кипящего типа и турбиной на 3000 об/мин.

1 — реактор; 2 — защитная оболочка; 3 — бак с раствором поглотителя нейтронов; 4 — насос; 5 — конденсационная камера; 6 — охладитель конденсата промежуточного перегревателя; 7 — турбогенератор; 8 — конденсатоочистка; 9 — теплообменник; 10 — фильтр для регенеративного подогревателя; 11 — регенеративный подогреватель; 12 — турбонасос системы аварийного охлаждения реактора; 13 — аварийный насос конденсационной камеры; 14 — охладитель; 15 — фильтр бассейна; 16 — бассейн выдержки топлива. (Остальные обозначения не отличаются от принятых ранее.)

работающей при $n = 3000$ об/мин [80]. Реакторная часть схемы АЭС такого типа не отличается от схемы, приведенной на рис. 10.9. Турбина работает на насыщенном паре давлением 7,05 МПа. Давление в конденсаторе составляет 0,0063 МПа. Температура питательной воды равна 215°C . КПД АЭС (брутто) составляет 33,3%.

Одноконтурные схемы АЭС с реакторами корпусного типа, в которых замедлителем является вода, относятся к несаморегулирующимся. Если не регулировать мощность реактора, то при сбросе электрической нагрузки установки, давление в реакторе будет увеличиваться, объем пара в активной зоне уменьшится, а объем, занимаемый замедлителем (водой), возрастет и мощность реактора самопроизвольно будет увеличиваться. При повышении нагрузки на турбине мощность реактора, наоборот, уменьшится. Равновесие между количеством пара, потребляемым турбиной и вырабатываемым в реакторе, можно восстановить только смещением регулирующих стержней ре-

актора. Чтобы облегчить процесс регулирования мощности реактора при резких изменениях электрической нагрузки турбогенератора, часть пара непрерывно сбрасывают через байпас в конденсатор (см. рис. 10.9 и 10.10). Изменяя количество сбрасываемого пара, уменьшают пределы, в которых изменяется давление пара перед турбиной и в реакторе. При этом тепловая мощность реактора может не точно следовать за мощностью турбины.

Как уже отмечалось, в настоящее время наибольшее распространение имеют крупные промышленные АЭС, работающие на насыщенном паре. Однако уже имеется несколько электростанций, на которых используется перегретый пар. В Советском Союзе на перегретом паре, генерируемом в уран-графитовом реакторе канального типа, работают установки первой и второй очереди Белоярской АЭС им И. В. Курчатова. Перегрев создается в том же реакторе, где образуется насыщенный пар. Поэтому рабочие каналы реактора подразделяются на две группы. В одной группе тепло передается воде и пароводяной смеси, в другой — пару. Перегретый пар из этих каналов направляется непосредственно на турбину. При такой схеме АЭС на электростанции могут применяться серийные турбины, не отличающиеся от тех, которые работают на обычных паротурбинных установках (на органическом топливе).

На рис. 10.11 приведены схемы I и II блоков Белоярской АЭС. На I блоке (рис. 10.11, а) вода при температуре около 300 °С и давлении 15,2 МПа поступает в рабочие каналы реактора, откуда пароводяная смесь направляется в барабан-сепаратор. Отделившийся пар поступает в испаритель, где конденсируется, испаряя воду второго контура. Образовавшийся конденсат вместе с отделившейся в барабане-сепараторе водой возвращается в кипящие каналы реактора. До поступления в циркуляционные насосы поток проходит две ступени экономайзера и охлаждается питательной водой второго контура до 300 °С. В первой ступени питательная вода второго контура нагревается от 215 °С до температуры насыщения; во второй ступени образуется до 20% пара (по массе). Насыщенный пар второго контура из испарителя при давлении 10,8 МПа направляется в пароперегревательные каналы реактора, где перегревается до 500—510 °С. Перегретый пар подается на турбину мощностью 100 МВт (турбина К-100-90). Схема регенеративного подогрева питательной воды остается здесь такой же, как на обычных электростанциях с турбинами данного типа (на рис. 10.11 эта часть принципиальной схемы показана упрощенно). При пуске блока пароперегревательные каналы первоначально охлаждаются водой второго контура, подаваемой из испарителя (см. рис. 10.11). После разогрева установки и выхода на рабочие параметры вода из этих каналов выдавливается паром. При расхолаживании блока пар в пароперегревательных каналах постепенно замещают водой.

Опыт работы установок первой очереди Белоярской АЭС показал, что радиационная безопасность может быть обеспечена и при одноконтурной схеме. Мощность реактора канального типа, как известно, легко увеличить. Поэтому оказалось возможным блок второй очереди Белоярской АЭС выполнить одноконтурным электрической мощно-

стью 200 МВт (с одним реактором и двумя турбинами К-100-90, рис. 10.11, б).

Турбины большой мощности на перегретом паре могут применяться также на АЭС с реакторами с газовым и жидкометаллическим теплоносителями.

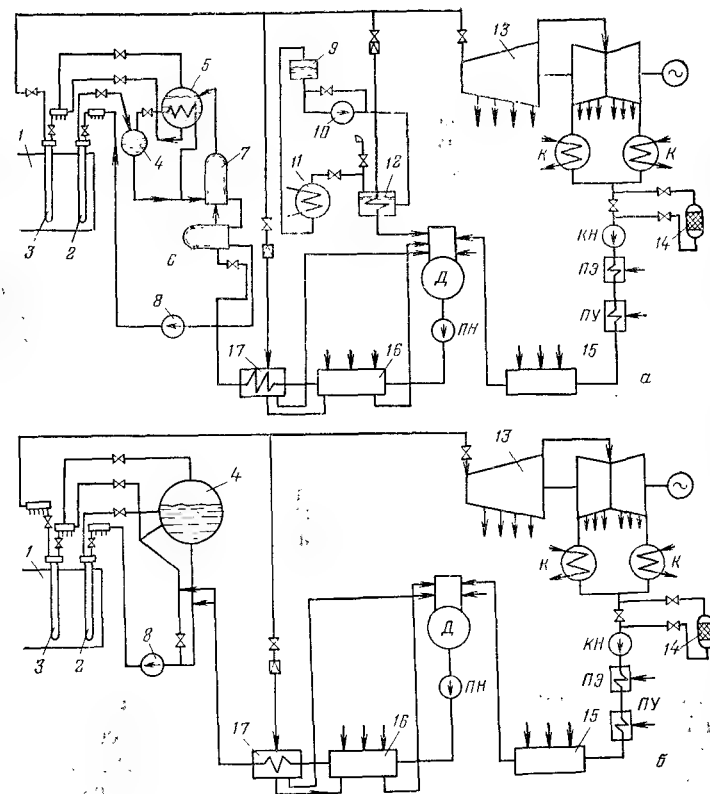


Рис. 10.11. Схемы I (а) и II (б) блоков Белоярской АЭС.

1 — реактор; 2 — испарительный канал; 3 — пароперегревательный канал; 4 — барабан-сепаратор; 5 — испаритель; 6 и 7 — соответственно первая и вторая ступени экономайзера; 8 — циркуляционный насос; 9 — бак аварийного расхолаживания; 10 — насос технологического конденсата; 11 — конденсатор; 12 — технологический конденсатор; 13 — турбогенератор; 14 — конденсатоочистка; 15 — регенеративные подогреватели низкого давления; 16 — регенеративные подогреватели высокого давления; 17 — теплообменник. (Остальные обозначения см. на рис. 10.1, 10.2.)

АЭС с газовым теплоносителем в Советском Союзе не строятся. Такие электростанции получили широкое применение в Великобритании, отдельные блоки построены также в США, Франции и других странах. Эксплуатируемые в настоящее время промышленные АЭС Великобритании — это станции с уран-графитовыми реакторами, работающими на естественном уране. Прототипом их является АЭС «Колдер-Холл».

АЭС «Колдер-Холл» общей мощностью 184 МВт была спроектирована из четырех блоков, каждый из которых включает реактор, четыре ПГ и две турбины мощностью 23 МВт каждая. Реактор охлаждается углекислым газом, циркулирующим по замкнутому контуру. Давление газа выбрано равным $\sim 0,7$ МПа, температура на выходе из реактора 336°C , на входе в реактор 135°C . В ПГ генерируется пар двух давлений. Давление в контуре повышенного давления (контур ПВД) составляет 1,45 МПа, температура на выходе из пароперегревателя $t_{\text{пе}} = 313^\circ\text{C}$; в контуре низкого давления (контур ПНД) $p = 0,36$ МПа, $t_{\text{пе}} = 185^\circ\text{C}$. В ресиверах низкого и повышенного давления собирается пар от всех ПГ блока. Турбина не имеет регенеративных отборов, а деаэрация питательной и добавочной воды осуществляется в вакуумных деаэраторах.

АЭС предназначалась главным образом для производства плутония (в военных целях), электроэнергия является здесь побочным продуктом.

Тепловая мощность реактора составляет 180 МВт; из 46 МВт, вырабатываемых электрическими генераторами, 7 МВт расходуется на собственные нужды станции. Таким образом, КПД электростанции (брутто) составляет 25,6%, а ПКД (нетто) — лишь 21,6%.

По типу АЭС «Колдер-Холл» в Великобритании было построено еще несколько электростанций. Все эти электростанции проектировались с двумя реакторами. Сначала общая электрическая мощность каждой из таких электростанций составляла 275—300 МВт, позднее — 500—550 МВт. Тепловая мощность реактора повышалась по мере увеличения его размеров, повышения давления теплоносителя и усовершенствования активной зоны. Давление CO_2 было поднято до 2,0 МПа, а диаметр реактора в последних конструкциях достиг 20—22 м. Такие аппараты могли быть созданы только в результате существенного усовершенствования сварочной техники. Наряду с этим повышались также параметры пара.

На всех реакторах данного типа в качестве покрытия твэлов используется магниевый сплав (магнокс). При таком покрытии температура газа на выходе из реактора может быть поднята до $400\text{—}420^\circ\text{C}$. При этом для цикла двух давлений в контуре ПВД можно генерировать пар давлением 4,0—5,0 МПа. Температура перегрева может приниматься $390\text{—}400^\circ\text{C}$. Примерно на таких параметрах работают АЭС Великобритании данного типа *. КПД (нетто) электростанции при этом достигает $\sim 30\%$.

Электростанция с газовым теплоносителем с реактором на естественном уране построена также в ЧССР. Однако в качестве замедлителя выбран не графит, а тяжелая вода. Теплоносителем является углекислый газ при давлении $\sim 6,0$ МПа. Электрическая мощность электростанции составляет 150 МВт [53].

На описанных выше газовых электростанциях Великобритании температура покрытия не превышает 470°C . Между тем, если применить для покрытий твэлов бериллий или нержавеющую сталь, а в качестве топлива обогащенную двуокись урана, то можно существенно поднять температуру покрытий и увеличить удельную и общую мощность реактора. Естественно, что при этом заметно возрастает также КПД электростанции.

На рис. 10.12 приведена упрощенная схема блока АЭС с высокотемпературным газоохлаждаемым реактором (ВТГР) (США) [83]. Общая электрическая мощность (нетто) электростанции составляет 2320 МВт. Электростанция состоит из двух блоков, каждый из которых включает реактор, шесть ПГ и две турбины мощностью (нетто) 580 МВт каждая. Реактор, ПГ и газодувка размещаются в общем корпусе из напряженного железобетона. Активная зона реактора находится в цилиндрической камере, расположенной в центре корпуса, ПГ и газодувки — в бетонных камерах, окружающих активную зону.

* Технические данные, характеризующие АЭС Великобритании с газовым теплоносителем, приведены в [53].

Изнутри корпус облицован углеродистой сталью. Бетон защищен от воздействия высоких температур внутренней тепловой изоляцией. На внешних поверхностях корпуса установлены трубчатые охлаждающие экраны. Стены железобетонного корпуса обеспечивают герметичность как в нормальных условиях работы блока, так и в случае возможных аварий, одновременно они являются биологической защитой.

Реактор работает на обогащенном уране с торием, замедлителем служит графит, а теплоносителем — гелий. Активная зона реактора

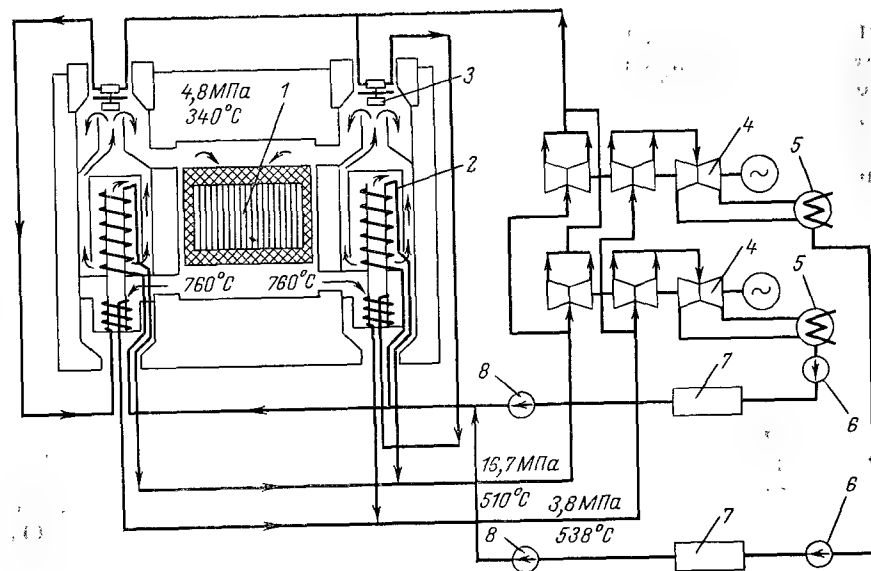


Рис. 10.12. Упрощенная схема блока АЭС с высокотемпературным газоохлаждаемым реактором.

1 — реактор; 2 — ПГ; 3 — газодувка с турбоприводом; 4 — турбогенератор; 5 — конденсатор; 6 — конденсатный насос; 7 — система регенеративного подогрева питательной воды; 8 — питательный насос.

разделена на 73 секции. Распределение гелия по каналам активной зоны проводится так, чтобы на выходе из каждой секции температура его была одна и та же. Регулирование проводится дроссельными вентилями как при пуске, так и во время эксплуатации.

Теплоноситель циркулирует по шести главным циркуляционным контурам. В каждом контуре установлена одна газодувка с турбоприводом (рис. 10.12). Давление газа на выходе из газодувки составляет 4,8 МПа, температура на входе в реактор равна 340°C , на выходе — 760°C .

Турбина работает по циклу с промежуточным перегревом пара. Гелий с температурой $\sim 760^\circ\text{C}$ из камеры под активной зоной направляется по радиальным каналам к ПГ (см. рис. 10.12). Здесь он сначала проходит трубы пароперегревателя, где подогревает пар от 330 до

540 °С. Далее по центральной трубе поток гелия направляется в верхнюю часть ПГ, после чего, изменив направление, проходит последовательно пароперегреватель, испаритель и экономайзер. Затем охладившийся гелий попадает в кольцевое пространство вокруг ПГ и оттуда — во входную камеру газодувки. В ПГ генерируется пар при параметрах 17,3 МПа, 513 °С. Давление пара перед турбиной $p_0 = 16,7$ МПа, температура $t_0 = 510$ °С. После промежуточного перегрева параметры пара равны 3,8 МПа, 538 °С. Температура питательной воды составляет 190 °С. КПД станции нетто равен 38,6%.

Принципиально схемы АЭС с высокотемпературными газоохлаждаемыми реакторами, строящиеся в Великобритании, не отличаются от описанной. Так, первая АЭС такого типа (АЭС «Данджнесс-В») также состоит из двух блоков, однако каждый блок здесь включает один реактор, четыре ПГ и одну турбину электрической мощностью (нетто) 600 МВт. Турбина работает при начальных параметрах 16,3 МПа, 565 °С по циклу с промежуточным перегревом. Промежуточный перегрев осуществляется до той же температуры при 3,8 МПа. Теплоносителем является углекислый газ, давление в контуре CO_2 поддерживается ~3,1 МПа. Температура газа на входе в активную зону реактора равна 320 °С, на выходе из нее — 675 °С.

АЭС с высокотемпературными газоохлаждаемыми реакторами обладают рядом достоинств. На таких АЭС могут применяться турбины, работающие на обычных ТЭС. Теплоноситель либо вообще не активируется (гелий), либо наведенная активность его не велика (CO_2); возможность попадания радиоактивных веществ во второй контур практически полностью исключается, радиоактивные сбросы здесь могут быть резко снижены, жидкие радиоактивные отходы отсутствуют*, а сбросы тепла в окружающую среду значительно меньше, чем на освоенных уже промышленных электростанциях других типов. Однако стоимость АЭС с ВТГР в настоящее время еще относительно велика**.

АЭС с реакторами на быстрых нейтронах находятся в настоящее время в стадии промышленного освоения. В Советском Союзе такая электростанция построена в г. Шевченко (рис. 10.13) [6]. Электростанция работает по трехконтурной схеме, установленный реактор на быстрых нейтронах имеет тепловую мощность 1000 МВт и при турбинах конденсационного типа может развивать электрическую мощность 350 МВт. Однако на АЭС установлены турбины с противодавлением, поэтому электрическая мощность ее составляет 150 МВт. Отработавший в турбинах пар при давлении 0,6 МПа подается на установки по опреснению морской воды.

Теплоносителем в первом и промежуточном контурах является жидкий натрий. Теплоноситель входит в активную зону реактора с

* На таких АЭС жидкие радиоактивные отходы появляются только при обмывке оборудования.

** Существенным недостатком АЭС такого типа с гелиевым теплоносителем является также то, что вследствие высокой текучести гелия утечки его чрезмерно велики; при применении в качестве теплоносителя углекислого газа резко возрастает скорость коррозии поверхностей ПГ и тракта.

температурой 300 °С и нагревается в ней до 500 °С. Давление пара перед турбиной составляет 4,4 МПа, температура — 430 °С. В реакторе и первом контуре теплоносителя давление равно ~1,85 МПа. Поддерживается оно сжатым газом (аргоном). На АЭС установлены три турбины по 50 МВт каждая (турбина типа Р-50-45/6).

Более мощный блок конденсационного типа построен на Белоярской АЭС (рис. 10.14) [7]. Тепловая мощность реактора составляет 1470 МВт, электрическая — 600 МВт. Установка работает по трех-

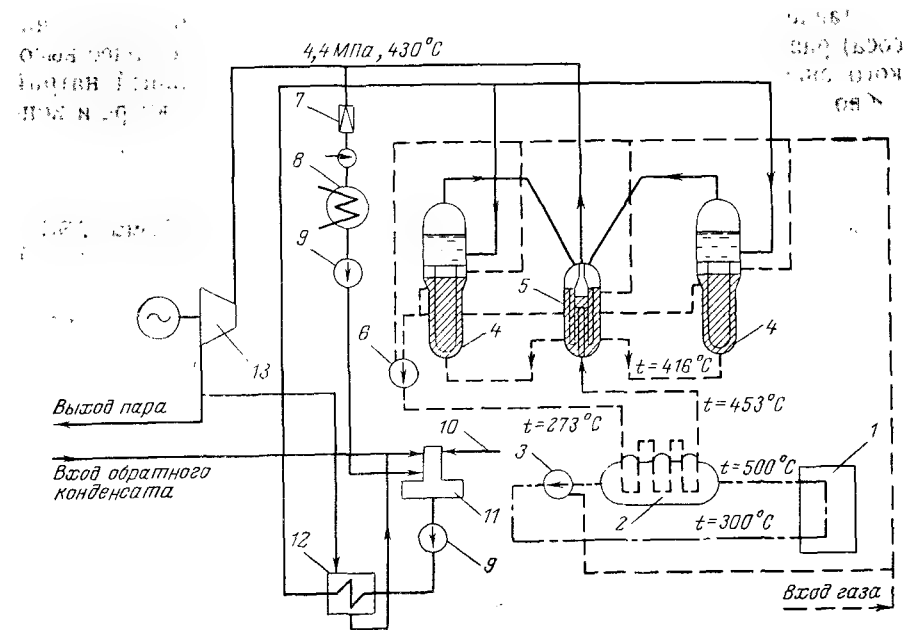


Рис. 10.13. Тепловая схема АЭС с реактором на быстрых нейтронах БН-350.

1 — реактор; 2 — теплообменник; 3 и 6 — циркуляционные насосы первого и второго контуров; 4 — ПГ; 5 — пароперегреватель; 7 — РОУ; 8 — технологический конденсатор; 9 — насос; 10 — подвод дополнительной воды; 11 — деаэрактор; 12 — подогреватель; 13 — турбогенератор.

контурной схеме. Теплоносителем первого и промежуточного контуров является жидкий натрий, однако температура теплоносителя заметно выше, чем на АЭС в г. Шевченко. В первом контуре на входе в активную зону она составляет 380 °С, а на выходе — 550 °С. В ПГ генерируется перегретый пар давлением 13,7 МПа, давление пара перед турбиной составляет 12,7 МПа, а температура — 500 °С. Блок состоит из реактора, трех прямоточных ПГ, включенных в отдельные циркуляционные петли первого и второго контуров, и трех турбин типа К-200-130. Таким образом, тепловая мощность каждой петли составляет ~500 МВт, а электрическая — 200 МВт, ПКД блока (брутто) ~41%.

В ФРГ прототипом серии АЭС с жидкометаллическими теплоносителями явится блок, схема которого показана на рис. 10.15 [84]. Элек-

трическая мощность блока составляет 300 МВт (нетто). Теплоносителем первого и второго контуров также является жидкий натрий. В реакторе натрий первого контура нагревается от 380 до 550 °С. Первый контур состоит из трех циркуляционных петель с промежуточными теплообменниками. В теплообменниках натрий второго контура подогревается от 340 до 525 °С. Второй контур также состоит из трех петель, в каждой петле имеется циркуляционный насос и ПГ с пароперегревателем. Давление пара перед турбиной равно 16,2 МПа, температуре 500 °С.

Давление натрия в первом контуре (после циркуляционного насоса) равно ~1,0 МПа, во втором ~1,2 МПа. Вследствие более высокого значения давления во втором контуре радиоактивный натрий первого контура попасть в него не может. Давление в реакторе и кон-

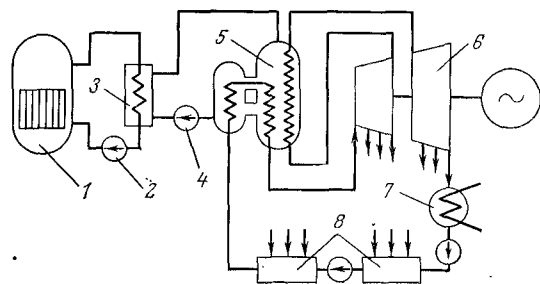


Рис. 10.14. Схемы АЭС с реактором на быстрых нейтронах БН-600.

1 — реактор; 2 и 4 — соответственно насос первого и второго контуров; 3 — теплообменник; 5 — ПГ с промежуточным пароперегревателем; 6 — турбогенератор; 7 — конденсатор; 8 — система регенеративного подогрева питательной воды с конденсатными и питательными насосами.

турах теплоносителя поддерживается газом, заполняющим объемы в верхних частях корпуса реактора и циркуляционных насосах.

Во время эксплуатации блока все помещения, в которых имеется оборудование с натрием, заполняются азотом.

Атомные теплоэлектростанции пока еще не получили сколько-нибудь широкого распространения ни в Советском Союзе, ни в других странах. Однако отдельные АТЭЦ небольшой мощности уже имеются. Еще в 1974—1976 годах была введена Билибинская АТЭЦ общей электрической мощностью 48 МВт. Теплофикационная нагрузка электростанции составляет 420 ГДж/ч. АТЭЦ состоит из четырех блоков. Электрическая мощность блока равна 12 МВт, тепловая мощность реактора — 62,5 МВт. Начальное давление пара составляет ~6,0 МПа. При разработке электростанции принят ряд новых решений. Так, АТЭЦ выполнена по одноконтурной схеме. При этом реактор канального типа включен в контур, в котором обеспечивается надежная естественная циркуляция, и все реакторы размещены в одном зале. Охлаждение циркуляционной воды проводится в воздушных радиаторах. Эти, как и многие другие, решения, принятые при разработке проекта электростанции и конструкции отдельных элементов, позволили существенно упростить схему электростанции, обеспечить большую надежность ее и облегчить условия

эксплуатации. Блок Билибинской АТЭЦ конечно не явится прототипом будущих крупных атомных теплоэлектростанций, однако в отдаленных районах страны, где не требуются большие электрические и тепловые мощности, подобные электростанции безусловно будут строиться. Кроме того, некоторые проверенные здесь решения могут быть применены также на крупных АТЭЦ. Поэтому опыт, накопленный в процессе строительства и эксплуатации Билибинской АТЭЦ, имеет большое значение для развития комбинированной выработки тепловой и электрической энергии на ядерном топливе.

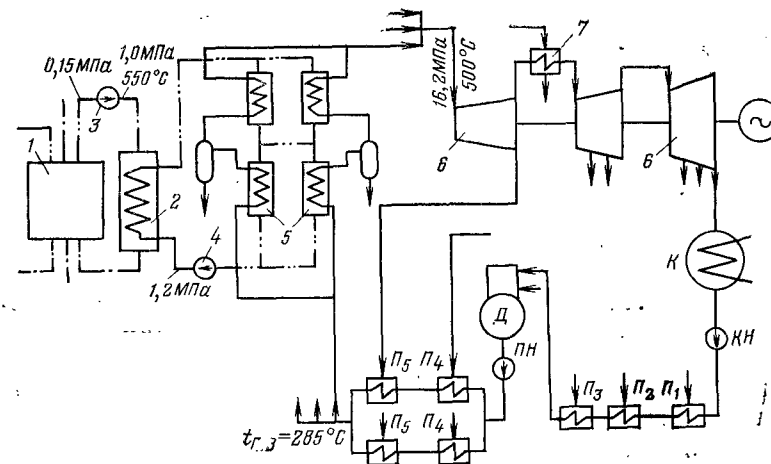


Рис. 10.15. Упрощенная принципиальная тепловая схема АЭС «Калькар».

1 — реактор; 2 — теплообменник; 3 и 4 — соответственно циркуляционный насос первого и второго контуров; 5 — ПГ; 6 — турбогенератор; 7 — вторичный пароперегреватель, обогреваемый теплоносителем второго контура. (Остальные обозначения см. на рис. 10.1, 10.2.)

АТЭЦ большой мощности в соответствии с «Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года», утвержденными XXVI съездом КПСС, введется в работу в 11-й пятилетке (Одесская АТЭЦ). Эта АТЭЦ, так же как и некоторые другие крупные теплоэлектростанции, которые проектируются и строятся в 1981—1985 гг., будет работать по двухконтурной схеме. Электрическая мощность Одесской АТЭЦ составляет 2000 МВт. Здесь устанавливаются два реактора ВВЭР-1000 и четыре теплофикационно-конденсационные турбины мощностью по 500 МВт каждая (ТК-500). АТЭЦ обеспечит базовую тепловую нагрузку 2100 МДж/с. Пиковая нагрузка в размере 1300 МДж/с будет покрываться водогрейными котлами (на органическом топливе).

Наряду с АТЭЦ в ближайшие годы получают также распространение АЭС теплофикационного типа (АСТ). Первые атомные реакторы для теплоснабжения крупных городов будут изготовлены и поставлены в 11-й пятилетке.

РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

11.1. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ

При работе с полной нагрузкой оборудование развивает *номинальную* или *максимальную длительную* мощность (или производительность). На этой наибольшей мощности (производительности) агрегат должен длительно работать при номинальных значениях основных параметров или при изменении их в пределах, оговоренных ГОСТ (или заводом-изготовителем, если они не регламентированы стандартом). Максимальная длительная или номинальная мощность (производительность) является основной паспортной характеристикой агрегата.

Нагрузку, при которой агрегат работает с наибольшим КПД, называют *экономической нагрузкой*. Номинальная или максимальная длительная нагрузка может быть равна экономической или превышать ее на 10—20%. Иногда предусматривается возможность кратковременной работы оборудования с нагрузкой на 10—20% выше номинальной при более низком КПД. Эту наибольшую возможную мощность (производительность) агрегата называют *максимальной перегрузочной мощностью*. При проектировании агрегата экономическая нагрузка его выбирается с таким расчетом, чтобы наибольшее количество энергии за время эксплуатации было выработано при нагрузках, равных экономической или близкой к ней, так как только в этих условиях затраты топлива будут наименьшими. Если оборудование работает с нормальной (расчетной) нагрузкой при номинальных значениях основных параметров или при изменении их в допустимых (предусмотренных) пределах, то такой режим называют *стационарным* при установившейся нагрузке. При этом нормальной (расчетной) мощностью (производительностью) агрегата считается мощность (производительность), соответствующая экономической нагрузке.

Режим работы с установившимися нагрузками, отличающимися от нормальных, или с неустановившимися нагрузками называют *нестационарным* или *переменным режимом*. При переменных режимах одни параметры могут оставаться неизменными и иметь даже номинальные значения, другие — изменяться в определенных допустимых интервалах. Так, при частичной нагрузке блока давление и температура пара перед турбиной могут оставаться номинальными, в то время как вакуум в конденсаторе и параметры пара в отборах заметно изменятся. Возможны также режимы, когда все основные параметры изменяются. Такие режимы имеют место, например, при пуске и остановке оборудования, сбросе и набросе нагрузки на турбогенераторе, при работе на скользящих параметрах и пр.

Зависимость между затраченным теплом или расходом пара и полученной энергией (тепловой или электрической) при различных нагрузках для установившихся режимов выражается *энергетической характеристикой*. Энергетические характеристики устанавли-

ваются для турбогенераторов, котельных установок, ПГ и реакторов, а также для блока в целом. Представляются они в виде графических зависимостей или математических уравнений.

11.2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Энергетические характеристики конденсационных турбоагрегатов устанавливают зависимость между электрической мощностью агрегата N_e и расходом пара D или расходом тепла Q_0 на установку. Зависимость $D = f(N_e)$ называют *паровой характеристикой*, а зависимость $Q = f(N_e)$ — *тепловой характеристикой*.

Кривая, характеризующая зависимость изменения D от N_e при изменении мощности от нуля до экономической $N_{эк}$, при дроссельном регулировании близка к прямой линии; при сопловом регулировании характеристика имеет изломы в точках, соответствующих полному открытию регулирующих клапанов. Однако в обоих случаях с достаточной точностью эти кривые аппроксимируются прямыми линиями. Прямой линией, но с большим наклоном аппроксимируется также участок характеристики при $N_e > N_{эк}$. Таким образом, паровая характеристика конденсационной турбогенераторной установки принимает вид, приведенный на рис. 11.1, а.

Паровая характеристика исходит не из начала координат, а из точки, соответствующей расходу пара D_x при холостом ходе, так как при $N_e = 0$ некоторое количество острого пара подводится для того, чтобы компенсировать внутренние и механические потери турбины, механические и электрические потери в генераторе, а также для того, чтобы привести в действие приводы масляных насосов и органы регулирования. Отношение расхода пара D_x к расходу при нормальной (экономической) нагрузке D_n называют *коэффициентом холостого хода* x . Обычно $x = 0,03 \div 0,08$. Меньшие значения x относятся к мощным турбоагрегатам, работающим при высоких начальных параметрах. Для спрямленной характеристики общий расход пара D при $N_e \leq N_{эк}$ выражается уравнением

$$D = D_x + r_1 N_e. \quad (11.1)$$

Здесь величина r_1 представляет собой удельный или относительный прирост расхода пара в рассматриваемом диапазоне изменения нагруз-

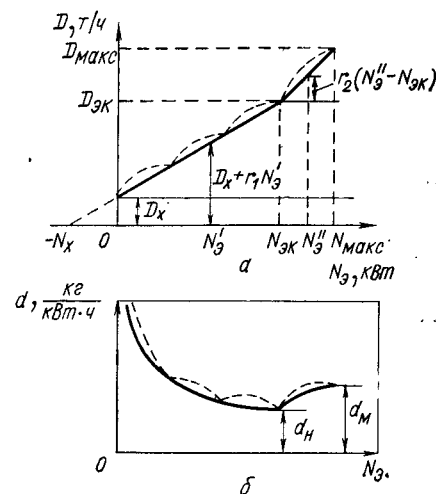


Рис. 11.1. Зависимость общего и удельного расхода пара от нагрузки для конденсационного турбогенератора.

а — $D = f(N_e)$; б — $d = f(N_e)$.

зок, т. е. изменение расхода пара на турбину при увеличении мощности на единицу.

В соответствии с рис. 11.1 относительный прирост может быть определен из выражения

$$r_1 = (D_H - D_x)/N_{\text{ЭК}}. \quad (11.2)$$

Здесь r_1 — относительный прирост, кг/(кВт · ч); D_H и D_x — расход пара соответственно при нормальной нагрузке и при холостом ходе, кг/ч.

Уравнение (11.2) можно также записать в виде

$$r_1 = (D_H/N_{\text{ЭК}}) (1 - x) = d_H (1 - x). \quad (11.3)$$

Тогда для нагрузок до $N_{\text{ЭК}}$ расход пара на турбину определится выражением

$$D = xD_H + (1 - x)d_H N_{\text{ЭК}}. \quad (11.4)$$

Из уравнения (11.1) можно определить также мощность N_x , теряемую на преодоление сопротивлений холостого хода. Действительно, при $D = 0$,

$$D_x + r_1 N_x = 0, \quad (11.5)$$

следовательно,

$$N_x = -(D_x/r_1). \quad (11.6)$$

Используя приведенные зависимости, легко определить также удельный расход пара в рассматриваемом интервале нагрузок турбины. Из уравнения (11.1) следует, что

$$d = (D_x/N_{\text{ЭК}}) + r_1, \quad (11.7)$$

или

$$d = xD_H/fN_{\text{ЭК}} + (1 - x)d_H = [1 + x(1/f - 1)]d_H. \quad (11.8)$$

Здесь f — коэффициент нагрузки турбоагрегата ($f = N_{\text{Э}}/N_{\text{ЭК}}$). Для рассматриваемого интервала нагрузок $f \leq 1$. для турбоагрегата, не имеющего потерь, $x = 0$ ($D_x = 0$) и удельный расход пара при всех режимах оказывается равным удельному расходу при нормальной нагрузке D_H [см. уравнение (11.8)] и относительному приросту r [см. уравнение (11.7)], т. е. $d = d_H = r_1$.

В реальных условиях с уменьшением нагрузки d возрастает (см. рис. 11.1, б), так как расход пара при холостом ходе при этом относится все к меньшей мощности. При нагрузках, превышающих расчетную (экономическую), как видно из рис. 11.1, а, расход пара определяется зависимостью

$$D = D_x + r_1 N_{\text{ЭК}} + r_2 (N_{\text{Э}} - N_{\text{ЭК}}), \quad (11.9)$$

или

$$D = D_x + r_1 N_{\text{Э}} + (r_2 - r_1) (N_{\text{Э}} - N_{\text{ЭК}}), \quad (11.10)$$

где r_2 — относительный прирост расхода пара при $N_{\text{Э}} > N_{\text{ЭК}}$. Удельный расход пара в этих условиях

$$d = (D_x/N_{\text{Э}}) + r_1 + (r_2 - r_1) [(f - 1)/f]. \quad (11.11)$$

Так же как в уравнении (11.8), $f = N_{\text{Э}}/N_{\text{ЭК}}$, однако для рассматриваемого здесь диапазона нагрузок $f > 1$.

Зависимость (11.11) можно также привести к виду

$$d = \left(\frac{x D_H}{f N_{\text{ЭК}}} \right) + \frac{r_2 (f - 1) + r_1}{f}. \quad (11.12)$$

Уравнения (11.10)—(11.12) действительны не только при $N_{\text{Э}} > N_{\text{ЭК}}$, но и в первом диапазоне нагрузок, т. е. когда $N_{\text{Э}} \leq N_{\text{ЭК}}$. В последнем случае $r_2 = r_1$, а $f \leq 1$. Таким образом, эти зависимости можно рассматривать как паровые энергетические характеристики, действитель-

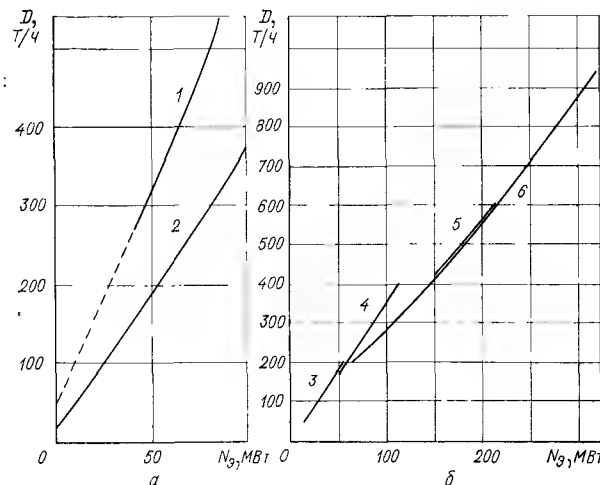


Рис. 11.2. Паровые характеристики турбогенераторов АЭС (по результатам испытаний) (а) и турбогенераторов ТЭС (по заводским данным) (б).

1 — турбогенератор с турбиной насыщенного пара К-70-30 Нововоронежской АЭС ($p_0 = 2,84$ МПа, $p_{\text{к}} = 0,0039$ МПа); 2 — турбогенератор с турбиной К-100-90 Белоярской АЭС ($p_0 = 7,84$ МПа, $t_0 = 520^\circ\text{C}$, $p_{\text{к}} = 0,0034$ МПа); 3 — с турбиной К-50-90 ($p_0 = 8,8$ МПа, $t_0 = 535^\circ\text{C}$, $t_{\text{охл.в}} = 10^\circ\text{C}$); 4 — с турбиной К-100-90 ($p_0 = 8,8$ МПа, $t_0 = 535^\circ\text{C}$; $t_{\text{охл.в}} = 10^\circ\text{C}$); 5 — с турбиной К-200-130 ($p_0 = 12,7$ МПа, $t_0 = 565^\circ\text{C}$, $t_{\text{охл.в}} = 10^\circ\text{C}$); 6 — с турбиной К-300-240 ($p_0 = 23,5$ МПа, $t_0 = 560^\circ\text{C}$, $t_{\text{охл.в}} = 12^\circ\text{C}$).

ные для всего возможного диапазона изменения нагрузки в условиях, когда эти изменения аппроксимируются линейными зависимостями (см. рис. 11.1).

На рис. 11.2 приведены зависимости $D = f(N_{\text{Э}})$ для нескольких турбоагрегатов обычных и атомных электростанций. Как и следовало ожидать, при одних и тех же значениях $N_{\text{Э}}$ расход пара D и удельный прирост r для турбоагрегатов на насыщенном паре выше (см. кривую 1, построенную по результатам испытаний турбоагрегатов Нововоронежской АЭС) [63]. С увеличением начальных параметров для турбоагрегатов на перегретом паре эти значения, конечно, уменьшаются (см. кривые 3—6). Следует также иметь в виду, что паровая характеристика для блока с турбиной К-300-240 включает в себя расход пара на турбопривод питательного насоса, в то время как на других уста-

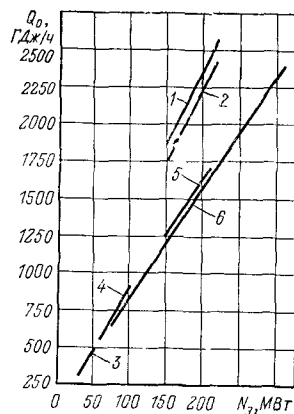


Рис. 11.3. Тепловые характеристики турбогенераторов АЭС и ТЭС.

1, 2 — с турбиной К-200-44 Нововоронежской и Кольской АЭС; 3 — с турбиной К-50-90; 4 — с турбиной К-100-90; 5 — с турбиной К-200-130; 6 — с турбиной К-300-240 (параметры см. по рис. 11.2 и в тексте).

новках этот расход отсутствует, так как привод на них является электрическим.

Паровые характеристики широко используются в эксплуатации. Однако с изменением электрической нагрузки расход тепла на производство 1 кг пара также изменяется, поэтому только по паровым характеристикам оценить тепловую экономичность установок при различных режимах нельзя. Та-

кая оценка может быть проведена лишь по тепловым характеристикам, для построения которых используются зависимости $D = f(N_{\text{э}})$.

Действительно, количество тепла, подведенное паром к турбогенератору (кДж/ч),

$$Q_0 = Dq_0, \quad (11.13)$$

где

$$q_0 = i_0 - i_{\text{п.в}} + \alpha_{\text{п.п}} q_{\text{п.п}}. \quad (11.14)$$

Воспользовавшись зависимостями (11.1) и (11.10) для интервала нагрузок $N_{\text{э}} \leq N_{\text{экр}}$, получим

$$Q_0 = (D_x + r_1 N_{\text{э}}) q_0 = Q_x + r_q N_q, \quad (11.15)$$

для $N_{\text{э}} > N_{\text{экр}}$,

$$Q_0 = [D_x + r_1 N_{\text{э}} + (r_2 - r_1)(N_{\text{э}} - N_{\text{экр}})] q_0 = Q_x + r_{q,1} N_{\text{э}} + (r_{q,2} - r_{q,1})(N_{\text{э}} - N_{\text{экр}}). \quad (11.16)$$

В этих выражениях

$$Q_x = D_x q_0; r_{q,1} = r_1 q_0; r_{q,2} = r_2 q_0. \quad (11.17)$$

Зная Q_0 , легко определить удельный расход тепла q . Общая зависимость, определяющая удельный расход тепла, может быть получена из уравнений (11.12). Учитывая что $q = dq_0$, получаем

$$q = \frac{x Q_{0, \text{н}}}{f N_{\text{экр}}} + \frac{r_{q,2}(f-1) + r_{q,1}}{f}, \quad (11.18)$$

где $Q_{0, \text{н}} = D_{\text{н}} q_0$.

В приведенных зависимостях относительные приросты расхода тепла r_q , даже при одном и том же давлении в конденсаторе, для турбин с регенеративным подогревом питательной воды при изменениях $N_{\text{э}}$ не остаются постоянными, поэтому зависимости $Q_0 = f(N_{\text{э}})$ нелинейны. Однако обычно [так же, как зависимости $D = f(N_{\text{э}})$] их аппроксимируют ломаными прямыми. Тепловые характеристики некоторых установок приведены на рис. 11.3. Для турбоагрегатов ТЭС характеристики построены по данным Ленинградского металлического за-

вода (ЛМЗ), для установок АЭС — по результатам испытаний, проведенных на блоках № 3 и 4 Нововоронежской и блоке № 1 Кольской АЭС [71].

Во время испытаний параметры блоков несколько отличались от расчетных. Так, давление p_0 составляло 4,77 МПа (расчетное номинальное давление $p_{0, \text{ном}} = 4,32$ МПа), значения максимальной мощности на блоках НВАЭС равнялись 433 и 436 МВт, а на блоке Кольской АЭС — 450 МВт. В этих условиях $p_{\text{к}} = 4,91$ кПа на НВАЭС и $p_{\text{к}} = 2,94$ кПа на Кольской АЭС.

Характеристика для блока с турбиной К-300-240 включает в себя расход тепла на турбинный привод питательного насоса.

11.3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Для теплофикационных турбоагрегатов паровые характеристики устанавливают связь между электрической мощностью агрегата $N_{\text{э}}$, общим расходом пара на турбину D и расходом пара в отборах $D_{\text{п}}$. Если турбина имеет один теплофикационный или промышленный отбор, то связь устанавливается между тремя величинами (D , $D_{\text{п}}$ и $N_{\text{э}}$), если таких отборов два — между четырьмя (D , $D_{\text{п,1}}$, $D_{\text{п,2}}$ и $N_{\text{э}}$). Обычно эти зависимости изображаются графически. Такие графические зависимости называют *диаграммами режимов*.

Рассмотрим сначала диаграмму режимов для турбины без регенерации и с одним регулируемым отбором. Для такой установки из зависимости (6.9) (при допущении, принятом при установлении этой зависимости) следует, что связь между расходом пара и электрической мощностью имеет вид

$$D = \frac{D_{\text{пр.к}}}{1 - \alpha_{\text{п}} y_{\text{п}}} = \frac{D_{\text{х.к}}}{1 - \alpha_{\text{п}} y_{\text{п}}} + \frac{r_{\text{к}}}{1 - \alpha_{\text{п}} y_{\text{п}}} N_{\text{э}}, \quad (11.19)$$

где $D_{\text{х,к}}$ и $r_{\text{к}}$ — соответственно расход пара на холостой ход и удельный прирост расхода пара при работе в конденсационном режиме ($D_{\text{п}} = 0$).

При постоянных значениях $\alpha_{\text{п}}$ и одном и том же давлении в отборе изменение D в зависимости от $N_{\text{э}}$ характеризуется сеткой прямых (рис. 11.4). При этом, когда $\alpha_{\text{п}} = 0$ (конденсационный режим), общий расход пара на турбину при одних и тех же значениях $N_{\text{э}}$ имеет наименьшие значения (нижняя прямая), а когда $\alpha_{\text{п}} = 1$ (режим работы с противодавлением) — наибольшие значения (верхняя прямая).

При $D = 0$ в соответствии с зависимостью (11.19)

$$D_{\text{х,к}} + r_{\text{к}} N_{\text{х}} = 0, \quad (11.20)$$

и, следовательно,

$$N_{\text{х}} = -(D_{\text{х,к}}/r_{\text{к}}). \quad (11.20')$$

Из этой зависимости видно, что мощность, затрачиваемая на компенсацию сопротивлений холостого хода, не зависит от $\alpha_{\text{п}}$ и все прямые $D = f(N_{\text{э}})$ при $\alpha_{\text{п}} = \text{const}$ исходят из одной точки.

Расход пара в режиме холостого хода D_x определяется выражением

$$D_x = D_{x,к} / (1 - \alpha_{п,п}), \quad (11.21)$$

и, следовательно, D_x тем выше, чем больше доля отбираемого пара $\alpha_{п,п}$. Для турбины с противодавлением $\alpha_{п,п} = 1$ и D_x имеет наибольшее значение $D_{x,п} = D_{x,к} / (1 - y_{п,п})$.

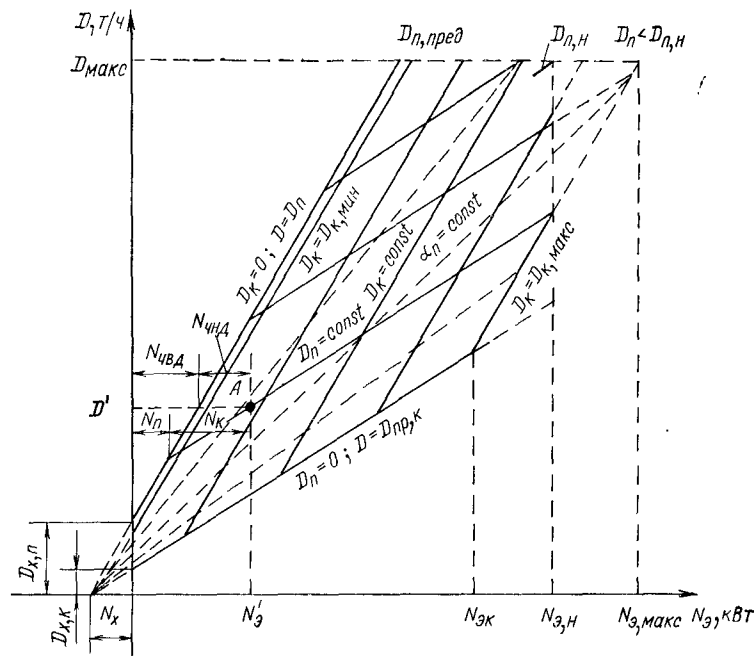


Рис. 11.4. К методике построения диаграммы режимов.

Аналогичной формулой определяются также изменения удельного прироста r в зависимости от $\alpha_{п,п}$, так как в соответствии с уравнением (11.19)

$$r = r_k / (1 - \alpha_{п,п}), \quad (11.22)$$

Общий расход пара на турбину определяется также уравнением

$$D = D_{п,к} + y_{п,п} D_{п,п}, \quad (11.23)$$

или

$$D = D_{x,к} + r_k N_{э} + y_{п,п} D_{п,п}. \quad (11.24)$$

Используя последнее уравнение и задавая различные значения $D_{п,п}$ (постоянные для всего диапазона изменения мощности), можно также построить сетку прямых $D = f(N_{э})$. Они будут параллельны паровой характеристике при конденсационном режиме (см. рис. 11.4).

Учитывая, что $D_{п,п} = D - D_{к,п}$, уравнение (11.24) легко приводим к виду

$$D = \frac{D_{x,к}}{1 - y_{п,п}} + \frac{r_k}{1 - y_{п,п}} N_{э} - \frac{y_{п,п}}{1 - y_{п,п}} D_{к,п}. \quad (11.25)$$

Сетка прямых, построенных по этому уравнению, устанавливает зависимость $D = f(N_{э})$ при $D_{к,п} = \text{const}$. Эти прямые параллельны паровой характеристике при режиме с противодавлением, когда $D_{к,п} = 0$. На диаграмме наносится также кривая, соответствующая минимально допустимому расходу пара в конденсатор $D_{к,мин}$. Этот расход, равный примерно расходу $D_{x,к}$, необходим для охлаждения ЧНД турбины за отбором.

Диаграмма режимов ограничивается максимальными значениями мощности, на которую рассчитана турбина $N_{э,макс}$, и общего расхода пара D , необходимого для того, чтобы обеспечить номинальные значения $N_{э,п}$ и $D_{п,п}$ или $N_{э,макс}$ при $D_{п,п} < D_{п,п}$.

Обычно предусматривается возможность развивать номинальную мощность при конденсационном режиме. Однако при устойчивой тепловой нагрузке, для того чтобы уменьшить размеры ЧНД и конденсатора, турбина рассчитывается так, чтобы $N_{э,п}$ достигалась при определенном расходе пара в отборе. В этом случае прямая, определяющая максимальный расход пара в конденсатор $D_{к,макс}$, пересекает паровую характеристику для конденсационного режима при $N_{э} = N_{э,к}$.

При номинальной нагрузке $N_{э,п}$ и максимальном расходе пара $D_{макс}$ отбор имеет номинальные значения $D_{п,п}$, а расход пара в конденсатор меньше $D_{к,макс}$. Если, не изменяя расход D , уменьшать отбор, то мощность турбины возрастает. Когда расход пара в конденсатор станет равным $D_{к,макс}$, мощность генератора достигнет максимально возможного значения. Расход пара в отборе при этом составит

$$D_{п,п} = D_{макс} - D_{к,макс}. \quad (11.26)$$

Такой режим работы может быть предусмотрен при проектировании установки и разрешен в ряде случаев, когда это допускает электрический генератор, при специальной проверке надежности работы упорного подшипника [70].

$D_{п,п}$ имеет наибольшее значение при максимальном расходе свежего пара $D_{макс}$, пониженной электрической мощности $N_{э}$ и минимальном расходе пара в конденсатор $D_{к,мин}$. Этот отбор называют предельным отбором $D_{п,пред}$, иногда $D_{п,пред} = D_{п,п}$.

Построенная диаграмма устанавливает непосредственные связи между четырьмя величинами ($N_{э}$, D , $D_{п,п}$ и $D_{к,п}$), поэтому если известны две из них, значения двух других легко могут быть установлены. Так, если заданы $N_{э}$ и $D_{п,п}$, легко определить требуемый для этого режима расход пара D и установить расход пара, поступающего в конденсатор. По диаграмме можно установить также, какая часть общей мощности $N_{э}$ развивается ЧВД турбины ($N_{чвд}$) и какая часть ЧНД ($N_{чнд}$), а также мощности, развиваемые потоками пара, идущими в

отбор ($N_{\text{п}}$) и в конденсатор ($N_{\text{к}}$). Эти величины показаны на рис. 11.4 для режима, отмеченного точкой А (при $N_{\text{о}} = N'_{\text{о}}$ и $D = D'$).

Диаграмма на рис. 11.4 построена для турбины без регенеративного подогрева питательной воды. При наличии регенеративных отборов зависимости, связывающие основные величины диаграммы, усложняются. Так, общий расход пара на турбину в этом случае выразится уравнением

$$D = D_{\text{х.к}} + r_{\text{к}} N_{\text{о}} + \sum_1^z y_i D_{i,\text{р}} + y_{\text{п}} D_{\text{п}} \quad (11.27)$$

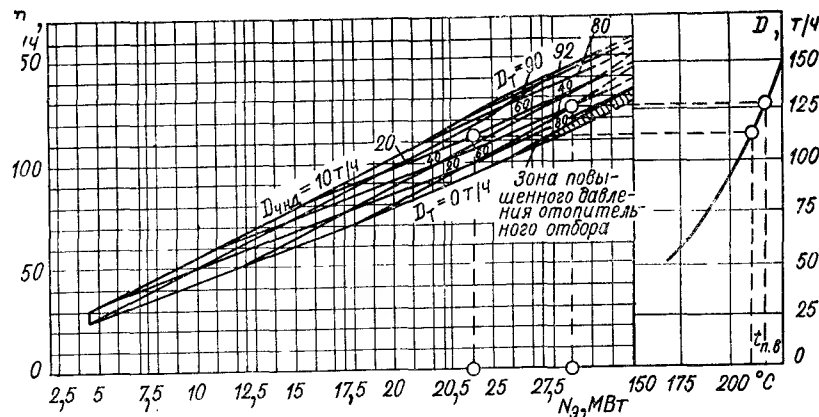


Рис. 11.5. Диаграмма режимов турбоагрегатов с турбиной Т-25-90 ($p_0 = 8,8$ МПа, $t_0 = 535$ °С, $t_{\text{охл.в}} = 20$ °С, $D_{\text{охл.в}} = 5000$ м³/ч).

которое приводится к виду

$$D = \frac{D_{\text{х.к}}}{1 - y_{\text{п}}} + \frac{r_{\text{к}}}{1 - y_{\text{п}}} N_{\text{о}} + \frac{\sum_1^z y_i D_{i,\text{р}}}{1 - y_{\text{п}}} - \frac{y_{\text{п}}}{1 - y_{\text{п}}} \sum_1^z D_{i,\text{р}} - \frac{y_{\text{п}}}{1 - y_{\text{п}}} D_{\text{к}} \quad (11.28)$$

В этих зависимостях y_i — коэффициент недовыработки потока пара i -го регенеративного отбора, а $D_{i,\text{р}}$ — расход пара в i -м отборе.

Расход пара в отборе и параметры его с изменением режима не остаются постоянными. Поэтому зависимости $D = f(N_{\text{о}})$ как в условиях, когда $D_{\text{п}} = \text{const}$, так и при $D_{\text{к}} = \text{const}$ не будут прямолинейными. Однако, как видно из рис. 11.5 [70], качественно они остаются такими же, как и при отсутствии регенерации. Для турбины с двумя регулируемыми отборами диаграмма режимов должна устанавливать связь между электрической мощностью $N_{\text{э}}$, общим расходом пара на турбину D и расходами в верхнем $D_{\text{п}}$ и нижнем $D_{\text{м}}$ отборах. При построении диаграммы сначала предполагают, что нижний отбор закрыт. Построенная для таких условий диаграмма режимов не отлича-

ется от обычной диаграммы для турбины с одним отбором. Однако развиваемая при этом мощность должна рассматриваться как условная $N_{\text{э,у}}$ (см. верхнюю часть диаграммы, изображенной на рис. 11.6) [70]. Когда включается нижний теплофикационный отбор, эта мощность уменьшается на величину

$$\Delta N_{\text{э}} = D_{\text{м}} (i_{\text{м}} - i_{\text{к}}^{\text{н}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (11.29)$$

где $D_{\text{м}}$ — расход пара в нижнем (теплофикационном) отборе, кг/с. Чтобы получить истинную мощность $N_{\text{э}}$, развиваемую турбиной, необходимо из $N_{\text{э,у}}$ вычесть $\Delta N_{\text{э}}$. Для этого в нижней части диаграммы наносят сетку прямых, определяющих изменение мощности в зависи-

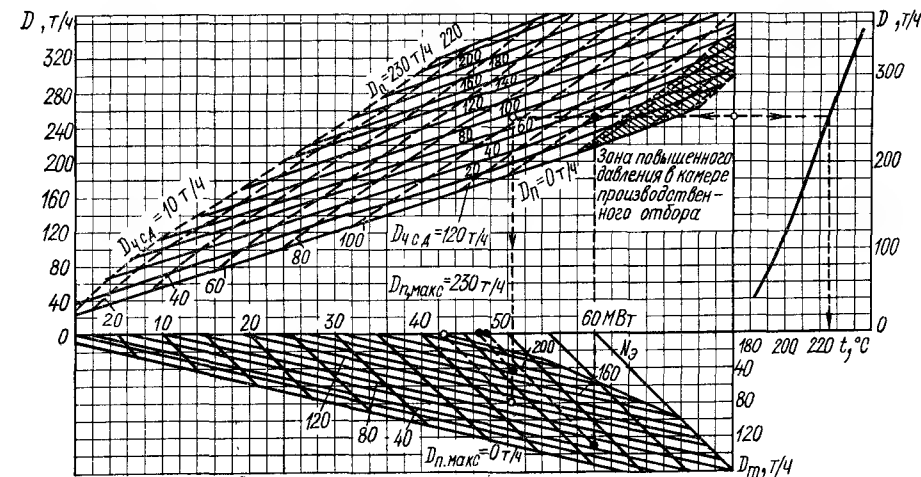


Рис. 11.6. Диаграмма режимов турбоагрегата с турбиной ПТ-50-130/13 ($p_0 = 12,7$ МПа, $t_0 = 565$ °С).

мости от $D_{\text{м}}$. Таким образом, в соответствии с диаграммой, приведенной на рис. 11.6, если, например, расход пара на турбину составляет 255 т/ч, количество пара, отбираемого из промышленного отбора, равно 100 т/ч, а из теплофикационного — 40 т/ч, то развиваемая турбоагрегатом мощность равна 47,5 МВт.

В нижней части диаграммы нанесены также линии постоянного максимально возможного расхода пара в промышленном отборе $D_{\text{п, макс}} = \text{const}$. Эти зависимости отвечают условиям, когда при данных значениях $D_{\text{п}}$ и $D_{\text{м}}$ в конденсатор поступает пар с минимально допустимым расходом $D_{\text{к, мин}}$. В рассмотренном выше примере, если увеличить расход пара в теплофикационном отборе до 80 т/ч (точка пересечения линий $D_{\text{п}} = 100$ т/ч и $D_{\text{м}} = 80$ т/ч), расход пара в конденсаторе уменьшится до $D_{\text{к}} = D_{\text{к, мин}}$. Дальнейшее увеличение $D_{\text{м}}$ при том же расходе пара на турбину возможно при уменьшении расхода пара в промышленном отборе. Так, если уменьшить $D_{\text{п}}$ до 50 т/ч, то $D_{\text{м}}$ можно увеличить до 130 т/ч. Энергетическая характеристика тур-

боагрегата с двумя регулируемым отборами позволяет определить любую из величин D , D_m , D_n и N_a , если известны три из них.

На крупных отопительных ТЭЦ теплофикационные турбоагрегаты имеют два отопительных отбора. Давление в этих отборах регулируется диафрагмой, установленной за вторым теплофикационным отбором (по ходу пара). При этом давление в верхнем отборе $p_{т,1}$ зави-

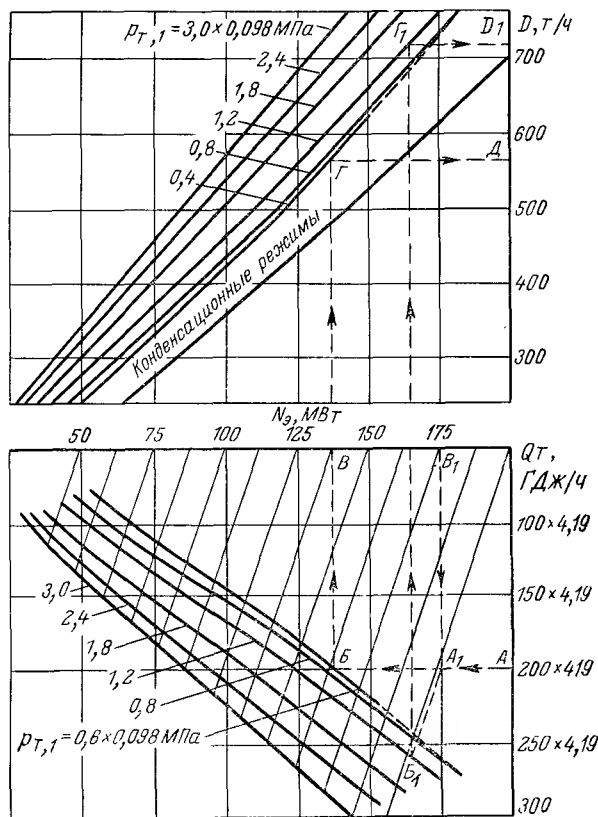


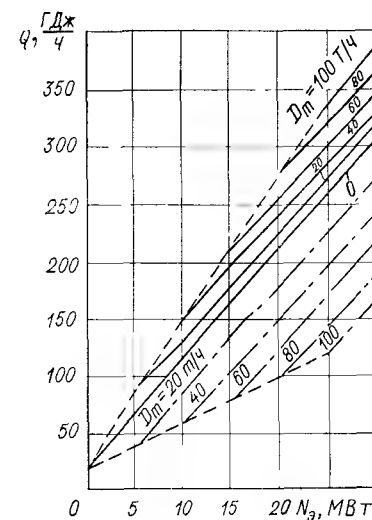
Рис. 11.7. Диаграмма режимов турбоагрегата с турбиной Т-175-130.

сит от давления в нижнем отборе $p_{т,2}$ и от количества пара, протекающего в проточной части турбины между этими отборами.

На рис. 11.7 приведена диаграмма режимов паротурбинной установки с двумя отопительными отборами (турбина Т-175-130). Диаграмма построена для условий, когда давление свежего пара составляет 12,74 МПа, а температура его равна 555° С. Сетевая вода подогревается в сетевых подогревателях СП₁ и СП₂ до энтальпии, определяемой в зависимости от полной теплофикационной нагрузки Q_m и давления в верхнем отборе $p_{т,1}$. Значения этих величин устанавливаются по температуре наружного воздуха. Диаграмма устанавливает связь

Рис. 11.8. Тепловые характеристики турбоагрегата с турбиной Т-25-90.

$Q_0 = f(N_a)$ — сплошная линия; $Q_{0, ТЭЦ} = f(N_a)$ — штрихпунктирная линия.



между расходом пара D , мощностью генератора N_a и теплофикационной нагрузкой Q_m при работе по тепловому и электрическому графикам нагрузок. При работе по тепловому графику в ЧНД турбины подается 30 т/ч пара; в расчетах для работы по электрическому графику принято, что в конденсатор поступает 24 800 м³/ч охлаждающей воды при температуре 20° С. При отклонении реальных условий от этих значений к определяемым по номограмме величинам вводятся поправки, которые устанавливаются по вспомогательным графикам (такие графики обычно прилагаются к диаграмме режимов).

При работе по тепловому графику нагрузок и принятом значении давления в верхнем отборе расход пара на турбину D и электрическая мощность N_a устанавливаются непосредственно по тепловой нагрузке Q_m . Например, если $Q_m = 838$ ГДж/ч, а давление в верхнем отопительном отборе $p_{т,1} = 0,0588$ МПа, то электрическая мощность $N_a = 137,5$ МВт, а расход свежего пара $D = 563$ т/ч (см. линии АБВГД, рис. 11.7). При работе по электрическому графику заданными являются электрическая и тепловая нагрузки, и расход свежего пара устанавливается по значениям N_a и Q_m . Так, для той же тепловой нагрузки $Q_m = 838$ ГДж/ч и электрической мощности $N_a = 175$ МВт при давлении в верхнем отборе $p_{т,1} = 0,1175$ МПа расход свежего пара равен 715 т/ч (см. точку пересечения прямых АА₁ и В₁А₁ и линии А₁В₁Г₁Д₁, рис. 11.7).

Тепловые характеристики теплофикационных турбоагрегатов строят по паровым характеристикам. Они устанавливают полный расход тепла на установку Q_0 и расход тепла на производство электроэнергии $Q_{0, ТЭЦ}$ при различных режимах. Тепловые характеристики турбоагрегата с турбинами Т-25-90 приведены на рис. 11.8 [46].

11.4. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ МЕЖДУ СОВМЕСТНО РАБОТАЮЩИМИ АГРЕГАТАМИ

Нагрузку между агрегатами электростанции, работающей на одном топливе, следует распределить так, чтобы общий расход тепла на электростанции (а следовательно, и общий расход топлива) при данном $N_{a, ст}$ был наименьшим. В соответствии с зависимостью (11.15) для двух турбоагрегатов, работающих в интервале нагрузок $N_a \leq$

$\leq N_{\text{э,к}}$ с общей мощностью $N_{\text{э,общ}} = N_{\text{э,1}} + N_{\text{э,2}}$ расход тепла составит

$$Q_{\text{э,общ}} = Q_{\text{х,1}} + Q_{\text{х,2}} + r'_{\text{Q,1}} N_{\text{э,1}} + r''_{\text{Q,1}} (N_{\text{э,общ}} - N_{\text{э,1}}), \quad (11.30)$$

где $r'_{\text{Q,1}}$ и $r''_{\text{Q,1}}$ — относительные приросты для каждого турбоагрегата соответственно.

В условиях, когда $Q_{\text{э,общ}}$ принимает минимальные значения,

$$dQ_{\text{э,общ}}/dN_{\text{э,1}} = r'_{\text{Q,1}} - r''_{\text{Q,1}} = 0, \quad (11.31)$$

откуда следует, что

$$r'_{\text{Q,1}} = r''_{\text{Q,1}}. \quad (11.32)$$

При трех агрегатах

$$Q_{\text{э,общ}} = \sum_{i=1}^3 Q_{\text{х,i}} + r'_{\text{Q,1}} N_{\text{э,1}} + r''_{\text{Q,1}} N_{\text{э,2}} + r'''_{\text{Q,1}} (N_{\text{э,общ}} - N_{\text{э,1}} - N_{\text{э,2}}). \quad (11.33)$$

При $N_{\text{э,общ}} = \text{const}$ общий расход тепла наименьший, когда

$$\left. \begin{aligned} \partial Q_{\text{э,общ}}/\partial N_{\text{э,1}} &= r'_{\text{Q,1}} - r''_{\text{Q,1}} = 0; \\ \partial Q_{\text{э,общ}}/\partial N_{\text{э,2}} &= r''_{\text{Q,1}} - r'''_{\text{Q,1}} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (11.34)$$

и, следовательно,

$$r'_{\text{Q,1}} = r''_{\text{Q,1}} = r'''_{\text{Q,1}}. \quad (11.35)$$

При n агрегатах оптимальное распределение общей нагрузки $N_{\text{э,общ}}$ между ними достигается, когда

$$r'_{\text{Q,1}} = r''_{\text{Q,1}} = \dots = r^{(n)}_{\text{Q,1}}. \quad (11.36)$$

Такой же результат может быть получен и при нелинейных характеристиках турбоустановок. Действительно, в этом случае расход тепла на турбогенераторную установку для произвольно выбранной нагрузки можно определить из зависимости

$$Q_0 = Q'_0 + r_Q (N_{\text{э}} - N'_0) = C + r_Q N_{\text{э}}, \quad (11.37)$$

где Q'_0 — расход тепла на установку при нагрузке N'_0 , близкой по значению к рассматриваемой нагрузке $N_{\text{э}}$. Уравнение (11.37) имеет такой же вид, что и уравнение (11.15). Аналогичными уравнениями можно определять значения Q_0 для каждого турбоагрегата, и, следовательно, проведя анализ, подобный изложенному выше, можно также прийти к зависимости (11.36). Такой же результат будет получен для нагрузок $N_{\text{э}} > N_{\text{э,э,к}}$, так как и здесь значения Q_0 можно определять по зависимостям, подобным уравнению (11.37).

Таким образом, можно отметить, что при любой заданной общей электрической мощности наименьший суммарный расход тепла на турбогенераторы имеет место при таком распределении нагрузок по отдельным агрегатам, при котором устанавливаются равные относительные приросты, т. е.

$$r'_Q = r''_Q = \dots = r^{(n)}_Q = r_Q. \quad (11.38)$$

При выборе наиболее экономичного режима для электростанции в целом необходимо учесть также энергетические характеристики других аппаратов и прежде всего котельной установки, ПГ и реактора.

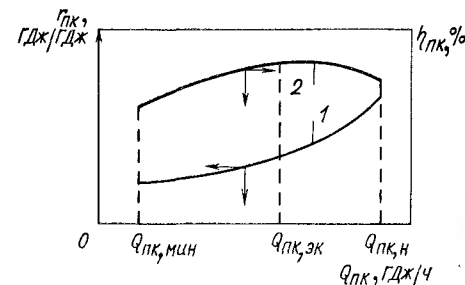


Рис. 11.9. Типичные кривые изменения $r_{\text{ПК}}$ и $\eta_{\text{ПК}}$ для паровых котлов.
1 — $r_{\text{ПК}} = f(Q_{\text{ПК}})$; 2 — $\eta_{\text{ПК}} = f(Q_{\text{ПК}})$.

Для обычной электростанции можно записать

$$r_{\text{ст}} = \frac{dQ_{\text{ст}}}{dN_{\text{э}}} = \frac{dQ_{\text{ст}}}{dQ_{\text{пе}}} \frac{dQ_{\text{пе}}}{dQ_0} \frac{dQ_0}{dN_{\text{э}}}, \quad (11.39)$$

или, пренебрегая изменением $dQ_{\text{пе}}/dQ_0$ в зависимости от нагрузки,

$$r_{\text{ст}} \approx r_Q r_{\text{ПК}}, \quad (11.40)$$

где $r_{\text{ПК}} = dQ_{\text{ст}}/dQ_{\text{пе}}$ — удельный или относительный прирост расхода тепла в паровом котле.

Для АЭС подобным образом (пренебрегая изменением относительного прироста в трубопроводах и теплообменниках контуров теплоносителей) можно записать

$$r_{\text{ст}} \approx r_Q r_{\text{ПГ}} r_{\text{Р}}, \quad (11.41)$$

где $r_{\text{ПГ}}$ и $r_{\text{Р}}$ — относительный прирост расхода тепла в ПГ и реакторе.

Типичная кривая изменения $r_{\text{ПК}}$ для парового котла показана на рис. 11.9, там же приведена кривая изменения КПД котла $\eta_{\text{ПК}}$. Обычно нагрузка $Q_{\text{ПК,э,к}}$, при которой КПД котла имеет наибольшее значение, меньше номинальной $Q_{\text{ПК,н}}$, а в интервале нагрузок, в котором обычно работает паровой котел, $r_{\text{ПК}}$ непрерывно растёт.

Можно показать, что

$$r_{\text{ПК}} = \frac{1 - Q_{\text{ст}} (d\eta_{\text{ПК}}/dQ_{\text{ПК}})}{\eta_{\text{ПК}}}. \quad (11.42)$$

Из этого выражения следует, что при максимальном значении КПД котла относительный прирост выражается величиной, обратной КПД. При нагрузках $Q_{пк} < Q_{пк, эк}$ прирост меньше этой величины и возрастает с увеличением нагрузки, так как $d\eta_{пк}/dQ_{пк} > 0$ и непрерывно уменьшается. При нагрузках $Q_{пк} > Q_{пк, эк}$ производная $d\eta_{пк}/dQ_{пк} < 0$, поэтому $r_{пк}$, продолжая расти, переходит в область, когда $r_{пк} > 1/\eta_{пк}$.

Для ПГ АЭС $\eta_{пг}$ и η_p имеют наибольшие значения при номинальной нагрузке, а поэтому при всех режимах

$$r_{пг} r_p < 1/\eta_{пг} \eta_p.$$

Для электростанций с паротурбинными установками блочного типа, работающими на одном и том же топливе, для того чтобы обеспечить минимальные расходы тепла и топлива, распределение нагрузки между агрегатами следует проводить так, чтобы относительные приросты расхода тепла (топлива) для каждого блока имели одни и те же значения. На электростанциях неблочного типа необходимо сохранять равенство относительных приростов расхода тепла по турбогенераторным установкам ($r_{г, тг} = \text{const}$) и отдельно для паровых котлов ($r_{г, пк} = \text{const}$).

В расчетах следует учитывать расходы на собственные нужды, т. е. рассматривать значения относительных приростов, построенные по изменению электрической мощности нетто. Аналогичные зависимости используются при распределении нагрузки между ТЭС и блоками в энергосистеме. Электростанции в системе могут работать на различных топливах, оптимальным здесь следует считать распределение, при котором переменные части приведенных затрат на выработку данного количества электроэнергии являлись наименьшими. При различных распределениях нагрузки между электростанциями и агрегатами системы изменяются в основном лишь затраты на топливо. Поэтому с достаточной для практики точностью распределения можно проводить, исходя из того, чтобы относительные приросты затрат на топливо по различным блокам и электростанциям были одинаковыми [43], т. е. используя зависимость

$$r_{ст, 1}^H s_1 = r_{ст, 2}^H s_2 = \dots = r_{ст, n}^H s_n, \quad (11.43)$$

где s — стоимость топлива в рублях на 1 т, если $r_{ст}^H$ выражен в тоннах условного топлива на 1 МВт · ч, или в рублях на 1 ГДж, если $r_{ст}^H$ выражен в ГДж/(МВт · ч).

Из уравнения (11.43) видно, что для электростанций на дешевом топливе режимы выбираются при более высоких значениях относительных приростов, и, следовательно, при прочих равных условиях агрегаты загружаются на большую мощность. Стоимость расходующего ядерного топлива в районах, где обычно строятся АЭС, значительно ниже соответствующей стоимости органического топлива. Поэтому даже в тех случаях, когда относительные приросты расхода тепла на

АЭС выше, чем на установках, работающих на органическом топливе, АЭС целесообразно эксплуатировать в базовом режиме.

Мы рассмотрели основные закономерности, определяющие экономичное распределение электрической нагрузки при различных $N_{э, общ}$ между отдельными агрегатами. Однако изменить нагрузку электростанции (или системы) можно также, включив в работу или остановив одну или несколько установок. Возможно также при кратковременном существенном уменьшении нагрузки перевести один или несколько генераторов в режим двигателя с тем, чтобы при увеличении электрической нагрузки быстро вновь включить эти агрегаты в нормальную эксплуатацию.

В последние годы в Советском Союзе разработан новый метод разгрузки электростанции, при котором один или несколько блоков переводятся в так называемый режим «горячего вращающегося резерва» (ГВР) [26]. По этому методу, когда турбогенератор разгружают, электрический генератор отключают от сети и прекращают подачу пара в турбину через главную паровую задвижку (ГПЗ). Однако когда число оборотов турбоагрегата достигает 800—900 об/мин, в проточную часть турбины через байпасы ГПЗ подают пар, поддерживая число оборотов на этом уровне. Если паровой котел при этом полностью остановлен, то пар в турбину и на уплотнения подается от соседнего агрегата. Однако котел может быть оставлен в работе на минимальной нагрузке (при пылевидном топливе работать могут лишь мазутные растопочные форсунки) и тогда подача пара от соседнего блока не потребуется. Паровой котел может быть оставлен также в работе на минимальной нагрузке (на растопочных форсунках) при переводе турбоагрегата в режим двигателя.

Разработан также метод, по которому сначала нагрузки снижаются, а затем, когда они достигают ~50% номинальной, свежий пар котлов, по крайней мере двух блоков, подают в часть высокого давления одного блока, а после промежуточного перегрева — в части среднего и низкого давления другого блока [54]. Паровые котлы при этом либо разгружаются, либо один из них нагружается полностью, а другой останавливается или переводится в режим с минимальной нагрузкой. Если принята схема, при которой котлы лишь разгружаются, то от одного из них пар по перемычке перебрасывается в паропровод турбины, работающей на полной нагрузке проточной части ЦВД турбины; если один из котлов работает при минимальной нагрузке, пар от этого котла можно подавать в ЧВД того же блока. Перепускать поток пара из одной турбины в другую можно также после ЧСД (при наличии регулирующих клапанов на входе в цилиндры низкого давления). Во всех случаях (так же, как для турбин, работающих в режимах двигателя или ГВР) проточные части ЦВД и ЧСД, когда по ним не протекает пар, разогреваются не сильно (в допустимых пределах температур); для того чтобы значения температуры лопаток проточной части ЧНД турбины не превысили допустимых значений, через нее необходимо пропускать хотя бы небольшой поток пара.

На рис.11.10 показана схема двух блоков с перепускными трубопроводами, которые должны быть смонтированы, когда предполага-

ется перепускать пар из одного блока в другой после промежуточного пароперегревателя. При такой схеме, когда суммарная мощность обоих турбоагрегатов близка к номинальной мощности одного блока (т. е. в обычных условиях блоки работали бы при нагрузке, равной $\sim 50\%$ номинальной), проточные части турбин будут работать в режиме, близком к номинальному, а следовательно, с такими же внутренними относительными КПД. Близкой к номинальной будет также температура питательной воды. Таким образом, при таком методе разгрузки

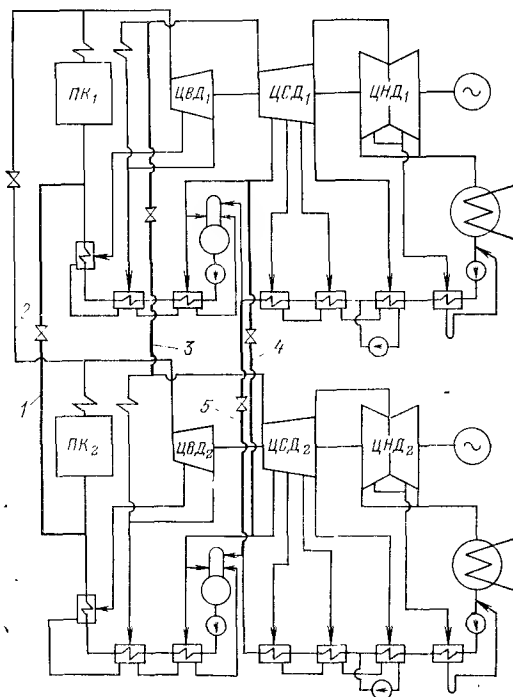


Рис. 11.10. Схема двух блоков, соединенных перепускными трубопроводами.
1 — перепуск питательной воды; 2, 3, 4 — перепуск пара; 5 — перепуск основного конденсата.

пониженной производительности. Суммарная номинальная производительность паровых котлов, находящихся под нагрузкой, когда один или несколько турбогенераторов работают в режиме двигателя или в режиме в ГВР, должна быть такой, чтобы при наборе электрической нагрузки турбогенераторы, введенные в эксплуатацию из этих режимов, могли быть обеспечены паром. При регулировании мощности турбоагрегатов по схеме рис. 11.10 в диапазоне от 50 до 100% нагрузки показатели тепловой экономичности установок будут ниже, чем при полной нагрузке. Очевидно, что из всех рассмотренных вариантов оптимальным будет тот, при котором общие расходы тепла или топлива за данный период окажутся наиболее низкими.

электростанции удельный расход условного топлива на выработанную электроэнергию останется практически таким же, как при работе одного блока с нагрузкой, равной суммарной нагрузке двух блоков.

Рассмотренные выше методы изменения электрической нагрузки паротурбинных установок для покрытия одного и того же графика нагрузки потребуют различные расходы тепла (топлива). При пуске или остановке блока к общему расходу топлива на выработку требуемого количества электроэнергии прибавятся пусковые потери. При переводе генератора в режим двигателя или всей установки в ГВР появятся потери, определяемые расходом энергии на поддержание этих режимов и тем, что некоторые паровые котлы при этом должны работать при

12.1. ВЫБОР МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ. РЕЗЕРВЫ МОЩНОСТИ

Каждая электростанция характеризуется установленной мощностью, представляющей собой сумму номинальных мощностей всех турбогенераторов. Для вновь сооружаемых электростанций установленная мощность предусматривается в общегосударственных планах развития народного хозяйства на основе перспектив энергопотребления развивающихся промышленных районов.

Основанием для выбора мощности КЭС, ТЭЦ, АЭС или АТЭЦ является суммарная нагрузка потребителей энергии. При оценке мощности учитываются также следующие факторы: неравномерность нагрузки в течении суток и месяцев года; условия работы электростанции (изолированно или в системе); необходимость резерва мощности на случай аварии и проведения плановых ремонтов; потребная мощность для привода механизмов собственных нужд и потери мощности в сетях.

Нагрузка потребителей в течение суток и месяцев года не постоянна (см. гл. 1). Максимальная нагрузка бывает вечером и минимальной — ночью. В зимние месяцы нагрузка больше, чем в летние. Максимум нагрузки, соответствующий наиболее холодному зимнему месяцу, составляет *рабочую* мощность электростанции.

При оценке электрической мощности ТЭЦ и АТЭЦ принимаются во внимание тепловые нагрузки потребителей по пару и горячей воде. В течение года тепловая нагрузка изменяется более резко, чем электрическая. В связи с этим рабочую мощность ТЭЦ целесообразно выбирать не по максимуму тепловой нагрузки, а по некоторому промежуточному ее значению в целях более полной загрузки отборов турбин. Остальная часть тепловой нагрузки обеспечивается в этом случае пиковыми водогрейными котлами.

Расход электроэнергии на собственные нужды ($N_{с.н}$) зависит от типа электростанции, тепловой схемы, вида и качества топлива, параметров пара, типа системы водоснабжения и еще нескольких факторов, определяющих тип, мощность и количество вспомогательного оборудования. Для разных электростанций расход $N_{с.н}$ составляет 4—10% рабочей мощности.

Потери мощности в электрических и тепловых сетях ($N_{п.с}$) зависят от их протяженности и качества энергии — напряжения электрического тока и параметров пара и горячей воды. При выборе мощности электростанции сумма мощностей $N_{с.н} + N_{п.с}$ принимается ориентировочно равной 7% рабочей мощности. После выбора оборудования и места строительства обе величины уточняются с учетом конкретных данных.

При оценке мощности ТЭС необходимо предусматривать некоторый ее резерв, который бы обеспечивал надежное энергоснабжение потребителей при остановках оборудования на плановые ремонты и в случае аварии. Дополнительные мощности именуется соответственно *ава-*

рийным и ремонтным резервами. Сумма рабочей и аварийной мощности составляет *располагаемую* мощность электростанции, а располагаемая в сумме с мощностью ремонтного резерва — *установленную* мощность:

$$N_{\text{уст}} = N_{\text{расп}} + N_{\text{рем}} = N_{\text{раб}} + N_{\text{ав}} + N_{\text{рем}}.$$

Большой резерв мощности требуется на изолированных электростанциях. Для электростанций, объединенных в энергосистемы, резерв рассчитывается не для каждой из них в отдельности, а для системы в целом. Обычно энергосистема состоит из электростанций разных типов. Кроме КЭС в системе могут быть ТЭЦ, ГЭС и АЭС, режим работы которых в течение года не одинаков. Для ТЭЦ нагрузка снижается в теплое время года, для ГЭС — в период между паводками; АЭС останавливается при перегрузках реакторов. Эти плановые изменения режимов используются для ремонта оборудования. Разновременность периодов снижения нагрузок создает возможность ремонта оборудования в течение всего года при меньшей необходимой мощности ремонтного резерва.

В крупных энергосистемах, охватывающих территорию с разными поясами времени, наступление вечерних максимумов нагрузки не одновременно для всех поясов. Появляется естественный резерв мощности, который учитывается и используется как аварийный резерв.

При объединении электростанций в системы и укрупнении самих систем экономически выгодно увеличивать мощности вновь сооружаемых электростанций до значений, определяемых только техническими возможностями и целесообразностью концентрации энергии в одном пункте. Мощность электростанции может быть также ограничена по условиям предельно допустимого загрязнения атмосферы вредными выбросами и дефицитом водных ресурсов. Загрязнение атмосферы возрастает с увеличением количества и ухудшением качества сжигаемого топлива.

Удельные капитальные затраты на сооружение электростанции (исчисляемые в рублях на 1 кВт) уменьшаются с увеличением установленной мощности и укрупнением агрегатов и блоков. Однако при концентрации большой мощности в одном пункте требуется передавать электроэнергию на большие расстояния, т. е. строить ЛЭП большой протяженности. Из этих соображений может оказаться более выгодным строить вместо одной крупной несколько электростанций меньшей мощности, но расположенных вблизи потребителей энергии.

12.2. ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ АГРЕГАТОВ И БЛОКОВ. ВЫБОР РЕЗЕРВОВ МОЩНОСТИ

В течение календарного года каждый агрегат или блок некоторое время не работает. Нерабочее время подразделяется на *плановое*, необходимое для проведения ремонтов, и *неплановое*, вызываемое аварийными остановками. На каждой электростанции ведется учет аварийных простоев и вызвавших их причин, которые затем обобщаются в масштабах энергосистемы и всего министерства в виде статистических

данных об аварийности. Анализ этих данных позволяет выявлять повторяемость отдельных причин аварий, характерных для тех или иных агрегатов и блоков, и вырабатывать организационно-технические мероприятия по совершенствованию оборудования и повышению надежности его работы. Статистические данные используются для определения коэффициентов надежности, аварийности и готовности.

Коэффициент надежности представляет собой отношение времени исправной работы агрегата или блока к сумме времени исправного состояния и аварийного простоя:

$$p = \tau_{\text{раб}} / (\tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{ав}}). \quad (12.1)$$

Коэффициент аварийности определяется как отношение времени аварийного простоя к сумме времени аварийного простоя и исправного состояния:

$$q = \tau_{\text{ав}} / (\tau_{\text{ав}} + \tau_{\text{раб}}). \quad (12.2)$$

Коэффициент готовности представляет собой отношение суммы рабочего и резервного времени к сумме возможных состояний агрегата или блока:

$$\Gamma = \frac{\tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{рез}}}{\tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{рез}} + \tau_{\text{ав}} + \tau_{\text{рем}}} = \frac{\tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{рез}}}{8760}. \quad (12.3)$$

Коэффициенты надежности и аварийности связаны соотношением

$$p = 1 - q. \quad (12.4)$$

По значениям указанных выше коэффициентов можно судить о качестве работы оборудования электростанции в течение года.

Надежность и готовность современных блоков ТЭС и АЭС зависит в основном от состояния и работы паровых котлов, ПГ, реакторов и турбин. Влияние электрических агрегатов (генераторов и трансформаторов) сказывается мало из-за сравнительно меньшей их аварийности.

Статистические данные о надежности и аварийности выпускаемых заводами агрегатов и блоков используются при проектировании электростанций и энергосистем для оценки резерва мощности. Резерв создается двумя способами: недогрузкой нескольких агрегатов и блоков (вращающийся резерв) и наличием одного или нескольких агрегатов и блоков в остановленном состоянии, но полностью готовых к пуску (холодный резерв).

Резерв мощности электростанции или энергосистемы выбирается минимально необходимым. При недостатке резерва и вынужденном останове агрегатов и блоков возможен недоотпуск энергии потребителям. Наличие резерва «с запасом» не оправдывает себя, поскольку затраты на установку дополнительной мощности не окупаются выработкой энергии. В течение года резервная мощность используется не полностью.

Наиболее просто обосновывается ремонтный резерв. При планировании ремонтов равномерно в течение всего года резерв должен быть равен суммарной мощности одновременно выводимых в ремонт агрега-

тов и блоков. Резерв может вообще не потребоваться, если имеется возможность выполнять ремонтные работы в период минимума годового графика нагрузки.

Аварийный резерв мощности выбирается на основе сопоставления двух величин: годовых расчетных затрат на дополнительную мощность и годового ущерба от недоотпуска электроэнергии потребителям. Сущ-

ность метода состоит в том, что для нескольких произвольно выбранных недовыработок энергии определяются значения соответствующих им ущербов (руб/год):

$$Y = \Delta \varepsilon y, \quad (12.5)$$

где $\Delta \varepsilon$ — недовыработка (недоотпуск) электроэнергии вследствие аварийных останова оборудования, МВт · ч/год; y — ущерб от недоотпуска 1 МВт электроэнергии, руб/ (МВт · ч).

Для выбранных значений $\Delta \varepsilon$ определяются значения мощностей (МВт), которые могли бы компенсировать недовыработку

$$N = \Delta \varepsilon / \tau_{ав}, \quad (12.6)$$

где $\tau_{ав}$ — число часов аварийного простоя оборудования в году, принимаемое по статистическим данным об аварийности однотипного оборудования.

Для каждого значения N определяются годовые приведенные затраты Z , руб/год, на установку дополнительных агрегатов и блоков. Далее строятся графики зависимостей $Y = f(N)$, $Z = f(N)$ и суммарный график (рис. 12.1), минимум которого соответствует оптимальному значению аварийного резерва мощности проектируемой электростанции или системы.

12.3. ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Основным оборудованием ТЭС и АЭС являются паровые котлы, ПГ, реакторы, турбины генераторы, трансформаторы. Серийные агрегаты, выпускаемые в нашей стране, стандартизованы по соответствующим показателям: мощности, параметрам пара, производительности, напряжению и силе тока и т. д. При выборе предпочтение отдается стандартным агрегатам, нестандартные применяются только в тех случаях, если установка их оправдывает затраты, связанные с проектированием и освоением.

На выбор агрегатов существенное влияние оказывает тепловая схема электростанции. На конденсационных ТЭС, входящих в крупные энергосистемы, применяются только блочные схемы с промежуточным перегревом пара. Неблочные схемы с поперечными связями по пару и воде применяются без промежуточного перегрева. На АЭС основное оборудование также устанавливается в виде блоков, однако схемы

блоков бывают разные. В нашей стране, как и за рубежом, применяются одноконтурные и двухконтурные схемы. Каждая из схем разработана применительно к определенному типу реактора.

Серийные блоки ТЭС выпускаются в СССР с одним промежуточным перегревом пара мощностью 150, 200, 300, 500 и 800 МВт. На блоках мощностью 150 и 200 МВт давление пара перед турбиной принято равным 12,5 МПа, а на более мощных блоках — 23,5 МПа. Температура первичного и вторичного пара на всех блоках равна 540 °С. Серийными блоками АЭС являются двухконтурные блоки с реакторами типа ВВЭР мощностью 440 и 1000 МВт и одноконтурные с уран-графитовым реактором мощностью 1000 МВт. Ожидается, что в ближайшие годы шкала мощностей блоков расширится. На ТЭС уже осваиваются блоки мощностью 1200 МВт, а на АЭС блоки с уран-графитовыми реакторами мощностью 1500 МВт.

Тип и количество основного оборудования должны соответствовать заданной мощности электростанции и предусмотренному режиму ее работы. Возможные варианты по значениям мощности блоков, параметрам пара сопоставляются по технико-экономическим показателям, таким как удельные капитальные затраты, себестоимость энергии, штатный коэффициент, удельный расход условного топлива. Предпочтение отдается варианту, имеющему лучшие показатели.

Ограничения по мощности выбираемых блоков накладываются мощностью энергосистемы. Для того чтобы система была устойчива при аварийном отключении самого крупного блока, мощность вновь сооружаемого блока не должна превышать аварийного резерва мощности энергосистемы. Многочисленные проработки вопросов устойчивости систем при разных сочетаниях генерирующих мощностей показывают, что максимальная мощность вновь сооружаемых блоков должна быть не более 10% мощности всей системы.

При сооружении электростанций очередями мощность блоков каждой очереди выбирается одинаковой. Наиболее целесообразное количество очередей четыре. При этом достигается максимальная эффективность ведения строительно-монтажных работ с одновременным удешевлением и сокращением сроков строительства очереди. После пуска первой очереди мощность системы возрастает и на второй и последующих очередях можно уже устанавливать более крупные блоки.

К блокам, предназначенным для регулирования нагрузки системы (пиковым и полупиковым), предъявляются дополнительные ограничения по мощности и параметрам пара. По условиям работы эти блоки должны иметь небольшое время пуска и быстро набирать нагрузку в часы наступления максимума. Это, в свою очередь, вызывает быстрые изменения температуры в стенках элементов водопарового тракта. Для предотвращения больших температурных напряжений стенки не должны быть слишком толстыми, а параметры пара — слишком высокими.

В настоящее время параметры пара пиковых блоков, выпускаемых в нашей стране, не превышают 12,75 МПа и 540 °С.

Для покрытия пиковых нагрузок используются не только паротурбинные блоки. Широкое распространение для этих целей получают

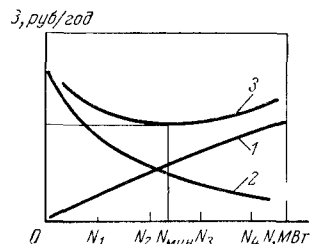


Рис. 12.1. График к выбору аварийного резерва мощности.

1 — приведенные затраты на аварийный резерв мощности; 2 — годовое повреждение от недоотпуска электроэнергии; 3 — суммарный график.

газотурбинные установки, а при наличии необходимых природных условий — гидроаккумулирующие электростанции.

Выбор основного оборудования для блочных ТЭС заключается в выборе блоков, включающих в себя все основные агрегаты и вспомогательное оборудование. На неблочных ТЭС каждый агрегат выбирается в отдельности. Сначала выбираются тепловые агрегаты (котлы и турбины), потом электрические (генераторы и трансформаторы). Выбор последних предопределяется выбором турбины.

Паровые котлы. Основными характеристиками, по которым выбираются паровые котлы, являются: вид топлива, параметры пара, производительность, компоновочная и технологическая схемы, способ удаления шлака, габаритные размеры.

Быстрый рост мощностей блоков вызвал временное отставание в создании паровых котлов большой производительности. На первых блоках мощностью 200 МВт, а затем и на более мощных устанавливались двухкорпусные паровые котлы. В настоящее время для блоков всех мощностей разработаны и применяются серийные однокорпусные паровые котлы с различной компоновкой конвективных газоходов.

Тип парового котла должен соответствовать виду топлива, выделенному для проектируемой электростанции. Для наиболее распространенных топлив (ископаемые угли, газ, мазут, фрезторф) выбираются котлы с П- и Т-образной компоновкой и топочной камерой, разработанной для того или иного вида. Для топлив с легкоплавкой золой ($T_z \leq 1250^\circ\text{C}$) целесообразно выбирать котлы с жидким шлакоудалением. При этом достигается высокое (до 90%) улавливание золы в топке и снижается абразивный износ поверхностей нагрева. Из этих же соображений для высокосольных топлив, таких как сланцы и отходы углеобогащения, выбираются паровые котлы с четырехходовой компоновкой.

Для новых или нестандартных видов топлива котлы выбираются по топливу близкого состава. Затем проводится поверочный тепловой расчет в целях уточнения технико-экономических показателей. При этом может оказаться, что для обеспечения требуемой производительности и параметров пара нужно будет изменить значения площадей некоторых поверхностей нагрева.

Параметры пара на выходе из котла должны быть больше, чем перед турбиной, на потери в паропроводе: по давлению (МПа) на 4—9%, а по температуре, ($^\circ\text{C}$) на 1—2%, т. е.

$$P_{\text{шт}} = (1,04 \div 1,09) P_0; T_{\text{шт}} = (1,01 \div 1,02) T_0. \quad (12.7)$$

Меньшие значения потерь принимаются для блочных схем.

На ТЭС устанавливаются или барабанные, или прямоточные котлы. Если давление пара проектируемой ТЭС принято не выше 17 МПа, то устанавливаются барабанные паровые котлы с естественной циркуляцией, при более высоком давлении устанавливаются прямоточные котлы. Естественная циркуляция надежно обеспечивается только при давлении не выше 17 МПа. Выпускаемые некоторыми зарубежными фирмами барабанные котлы с многократной принудительной циркуля-

цией могут надежно работать и при более высоком давлении. В СССР эти котлы не производятся.

Барабанные котлы менее требовательны к качеству питательной воды, чем прямоточные. Поэтому их целесообразно устанавливать при морском водоснабжении и на ТЭЦ с большими потерями конденсата. Затраты на водоподготовку в этих случаях на 30—50% меньше, чем при установке прямоточных котлов.

Производительность парового котла блока ТЭС выбирается такой, чтобы обеспечивался номинальный расход пара на турбину вместе с расходом на собственные нужды и запасом, равным 3%:

$$D_{\text{шт}} = (D_T + D_{\text{сн}}) \times 1,03.$$

Расход пара на собственные нужды (уплотнения турбин, пусковые эжекторы и др.) составляет около 2,2% расхода пара на турбину.

Резервные котлы на блочных ТЭС не устанавливаются. На ТЭЦ в качестве резерва устанавливаются водогрейные котлы. Количество их принимается равным не менее двух, а суммарная мощность такова, чтобы при отключении одного парового котла остальные вместе с водогрейными котлами обеспечивали среднюю отопительную нагрузку наиболее холодного месяца [34].

Мощность водогрейных котлов должна быть равна $Q_{\text{в.к}} = Q_{\text{общ. макс}} - Q_{\text{отб. макс}}$. При установке на ТЭЦ n однотипных паровых котлов каждый из них обеспечивает $Q_{\text{отб. макс}}/n$ отборной мощности. На эту же величину снизится общее значение $Q_{\text{отб. макс}}$ при отключении одного парового котла. Следовательно, уточненная формула для определения суммарной мощности водогрейных котлов (ГДж/ч) будет иметь вид

$$Q_{\text{в.к}} = Q_{\text{общ. макс}} - (Q_{\text{отб. макс}} - Q_{\text{отб. макс}}/n).$$

Число котлов выбирается равным числу турбин — это позволяет иметь одинаковую строительную длину котельного и турбинного отделений. Отступления от этого правила допускаются только при реконструкции электростанций.

На ТЭЦ в качестве резерва паровой промышленной нагрузки используется разрешенное в пределах режимной карты турбин увеличение отбора сверх номинального за счет снижения электрической нагрузки. Для ТЭЦ, включенных в систему, за допустимое снижение мощности принимается мощность наиболее крупного из установленных генераторов.

Реакторы АЭС. За сравнительно небольшое время (с 1954 г.) в СССР и других странах разработано довольно много конструкций реакторов. Накоплен опыт строительства и эксплуатации разных типов реакторов, позволивший из всего многообразия выбрать наиболее перспективные и наладить их серийный выпуск.

В настоящее время во всем мире в качестве серийных применяются урановые гетерогенные реакторы на тепловых нейтронах с водой под давлением или кипящие, работающие по циклу насыщенного пара, а также реакторы с газовым теплоносителем. В качестве теплоносителя используется вода или газ, а в качестве замедлителя — вода (обычная

и тяжелая) и графит. В ближайшие годы в число серийных войдут реакторы на быстрых нейтронах с жидкометаллическим и газовым теплоносителями, проходящие в настоящее время стадию освоения.

В СССР на серийных АЭС применяются в основном реакторы двух типов: водо-водяные (с водой под давлением) и уран-графитовые — кипящие.

Водо-водяные энергетические реакторы (ВВЭР) отличаются компактностью и простотой конструкции активной зоны. Используемые в реакторе стержневые ТВЭЛы просты в изготовлении и надежны в работе. В качестве теплоносителя и замедлителя используется такая доступная жидкость, как вода. Реакторы этого типа именуются корпусными. Высокие требования к надежности корпуса обеспечиваются только при условии заводского изготовления с последующей доставкой его к месту установки. Допустимый габарит железнодорожных перевозок накладывает ограничения на размеры корпусов, а следовательно, и на мощность реакторов. В нашей стране предельная тепловая мощность ВВЭР в настоящее время составляет 3000 МВт [(1000 МВт (эл.)].

Уран-графитовые реакторы могут быть созданы практически на любую мощность. Здесь не требуется прочный и дорогостоящий корпус, поскольку давление теплоносителя воспринимается технологическими каналами, высокая прочность которых позволяет повышать параметры теплоносителя до режима кипения и перегрева пара. Конструкция каналов допускает их отключение и замену без останова реактора. На современных АЭС устанавливаются серийные уран-графитовые реакторы типа РБМК-1000. В ближайшие годы будут осваиваться реакторы мощностью 1500 и 2000 МВт, в том числе и с ядерным перегревом пара.

Характеристики серийных реакторов, выпускаемых в СССР, и энергетических блоков АЭС приведены в табл. 12.1.

Технико-экономические показатели серийных АЭС тем выше, чем больше мощность установленных реакторов. Поэтому для вновь проектируемых АЭС, которые будут работать в крупных энергосистемах, целесообразно устанавливать реакторы предельной мощности.

Тепловая схема блока АЭС обуславливается типом выбранного реактора. Так, для реактора типа РБМК применяется только одноконтурная схема, для ВВЭР — двухконтурная, а для реакторов на быстрых нейтронах — трехконтурная.

Парогенераторы устанавливаются на двух- и трехконтурных АЭС. Выполняются они в виде трубчатых теплообменников горизонтального или вертикального типа. Выбор конструкционного типа зависит от параметров вырабатываемого пара и требований к его качеству.

В горизонтальных ПГ трубчатая система занимает не более 50% его объема. Наличие большого парового объема при малой удельной нагрузке зеркала испарения позволяет обеспечить нормы качества пара простейшими сепарационными устройствами. Это особенно важно при низких параметрах пара и большем его объеме. Поэтому на АЭС, работающих на насыщенном паре, применяются чаще всего горизонтальные ПГ, несмотря на то что для их установки требуется большая площадь, чем для вертикальных.

Таблица 12.1. Характеристики серийных блоков АЭС с реакторами разных типов

Характеристика, размерность	Реактор		РБМК-1000
	ВВЭР-440	ВВЭР-1000	
Мощность блока, МВт	440	1000	1000
Давление в первом контуре, МПа	12,5	16,0	7
Температура пара перед турбиной, °С	255	274	284
Давление пара перед турбиной, МПа	44	60	6,4
Тепловая схема блока	Двухконтурная		Одноконтурная
Число циркуляционных петель, шт.	6	4	2
Расход воды через реактор, м³/ч	39 000	76 000	37 500
Температура воды в первом контуре (вход/выход) °С	269/300	289/324	270/300
Число турбин в блоке, шт.	2	2	2
Расход энергии на собственные нужды, %	6,48	4,7	~6,5
Себестоимость электроэнергии, коп/(кВт·ч)	0,7	0,6	0,58
КПД (брутто), %	32	33	31,3
Капитальные затраты, ч	7000	7000	—
Глубина выгорания, МВт·сут/т	28 600	35 000	18 500
Делящийся материал	Двуокись урана		—
Размеры корпуса реактора (диаметр/высота), м	3,5/12	4,3/10,8	12/7*
Масса корпуса реактора, т	200	270	—
Удельный объем главного здания блока, м³/кВт	0,88	0,56	—

* Размер активной зоны.

В вертикальных ПГ трубчатая система занимает более 95% объема корпуса, благодаря чему единичная производительность их в 1,5—2 раза больше, чем горизонтальных. Качество пара здесь обеспечивается довольно сложными сепарационными устройствами в виде циклонов жалюзийных решеток и применением паропромывки. В целях увеличения парового объема и площади зеркала испарения верхняя часть корпуса ПГ делается большего диаметра, чем нижняя.

Вертикальные ПГ целесообразно применять на АЭС с высокими параметрами пара и большой тепловой мощностью циркуляционных петель, когда наряду с большой производительностью нужно обеспечить высокое качество вырабатываемого пара. В некоторых случаях выбор типа ПГ может быть поставлен в зависимость от располагаемой площади для их установки.

Количество ПГ реакторной установки (блока) соответствует числу циркуляционных петель, а тепловая мощность и производительность по пару — тепловой мощности петли. Резервные ПГ не устанавливаются.

ПГ серийных АЭС входят в комплект поставки блока, поэтому выбор их при проектировании АЭС не проводится. Для блоков с реакторами ВВЭР основные характеристики реакторов приведены в табл. 12.2.

Таблица 12.2. Характеристики горизонтальных ПГ, выпускаемых в СССР для серийных блоков с ВВЭР

Характеристика, размерность	Реактор	
	ВВЭР-440	ВВЭР-1000
Паропроизводительность, т/ч	452	1469
Давление пара на выходе, МПа	4,63	6,3
Температура питательной воды, °С	226	220
Влажность пара на выходе, %	0,005	0,2
Число трубок, шт.	5540	15 648
Диаметр и толщина стенок трубок, мм	16×1,4	12×1,2
Масса ПГ без воды, т	145	265

В схемах с реакторами кипящего типа ПГ нет. Парообразующими элементами здесь являются барабаны-сепараторы, которые, так же как и ПГ, входят в комплект поставки реакторной установки.

Турбины и генераторы. Номенклатура выпускаемых турбин и генераторов согласована по шкале мощности: для каждой турбины в каталогах на оборудование указывается и тип соответствующего генератора.

На блочных КЭС мощность турбин должна соответствовать выбранной мощности блоков, а их число — заданной мощности электростанции. На современных блоках устанавливаются конденсационные турбины мощностью 150, 200, 300, 500 и 800 МВт с промежуточным перегревом пара. В ближайшие годы получит распространение турбина мощностью 1200 МВт.

На АЭС тип турбины зависит от схемы блока. При одно- и двухконтурных схемах с реакторами РБМК и ВВЭР применяются турбины насыщенного пара мощностью 220 и 500 МВт. Разрабатываются турбины мощностью 1000 МВт.

На ТЭЦ устанавливаются конденсационные турбины с одним и двумя регулируемыми отборами и противодавленческие турбины с регулируемым противодавлением с отбором и без отбора пара. Тип турбины выбирается с учетом значения и соотношения тепловых нагрузок. Так, для промышленно-отопительных ТЭЦ применяются конденсационные турбины типа ПТ с двумя регулируемыми отборами пара. Если преобладает отопительная нагрузка, то в дополнение к турбинам ПТ могут быть установлены турбины типа Т с теплофикационными отборами, а при преобладании промышленной нагрузки — турбины типов ПР и Р с промышленным отбором и противодавлением. На первой очереди ТЭЦ устанавливается, как правило, не менее двух турбин.

Для ТЭЦ, включенных в системы, выбираются такие турбины, которые по параметрам и номинальному расходу промышленных отбо-

ров соответствовали бы нагрузке потребителей. Выбор будет оптимальным, если теплофикационные отборы турбин будут обеспечивать не менее половины отопительной нагрузки самого холодного месяца года. Другая половина будет обеспечиваться пиковыми водогрейными котлами.

При расширении ТЭЦ в целях увеличения отопительной мощности рассматриваются два варианта: или установка турбины типа Т, или увеличение количества водогрейных котлов. Если в системе ощущается дефицит электрической мощности, то вопрос решается в пользу установки турбин.

Противодавленческие турбины устанавливаются на второй и последующих очередях строительства ТЭЦ, а также при модернизации устаревших ТЭЦ.

Резервные турбины на ТЭЦ не устанавливаются. Резервом промышленной тепловой нагрузки является возможность увеличения отборов сверх номинальных значений за счет снижения электрической мощности в пределах диаграммы режимов турбин. В качестве дополнительного резерва устанавливается *редукционно-охлаждающая* установка (РОУ), производительность которой должна быть не менее отбора одной турбины. Резервом отопительной нагрузки являются пиковые водогрейные котлы.

Для изолированных ТЭЦ выбор турбин также определяется тепловыми нагрузками потребителей. Однако количество турбин выбирается таким, чтобы при остановке одной остальные обеспечивали требуемую электрическую нагрузку.

12.4. ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ СИСТЕМ ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ

Тип системы пылеприготовления выбирается в зависимости от вида топлива и типа мельниц. Для каменных углей и антрацитов применяется двухвентильная система с промежуточным бункером и шаровыми барабанными мельницами (ШБМ); для торфа, сланцев и бурых углей — системы прямого вдувания с молотковыми и среднеходовыми мельницами, а также мельницами-вентильными. Исходные данные для выбора оборудования пылесистем определяются на основе теплового и аэродинамического расчета [33].

Размол топлива совмещается с его подсушкой посредством подачи в мельницу горячего воздуха или газов, забираемых из топки. В связи с этим при выборе мельниц учитывается не только размольная, но и сушильная производительность по количеству испаренной влаги топлива. Если сушильная производительность недостаточна, то в пылесистеме предусматривается дополнительная сушилка обычно в виде трубы-сушилки, являющейся наиболее простым и компактным сушильным устройством. Паровые трубчатые сушилки применяются редко и только при использовании углей особо высокой влажности. Устанавливаются они не в котельной, а в отдельном здании, сооружаемом на территории топливного хозяйства.

На нескольких электростанциях СССР были применены разомкнутые схемы пылеприготовления, а также центральные пылезаводы.

В процессе эксплуатации выявились серьезные недостатки этих систем и для новых серийных ТЭС применять эти пылесистемы не рекомендуется.

В схемах с промежуточным бункером суммарная размольная производительность ШБМ выбирается такой, чтобы обеспечивалась номинальная нагрузка парового котла с запасом 10%. На мощных котлах устанавливаются 2—3 мельницы. Одну мельницу можно устанавливать на котлах производительностью до 420 т/ч.

При использовании в системах с промежуточным бункером молотковых и среднеходовых мельниц, а также мельниц-вентиляторов, отличающихся частыми вынужденными остановками, количество их и запас по производительности принимаются большими, чем для ШБМ. Число мельниц должно быть не менее двух, а для котлов производительностью 400 т/ч и более — не менее трех. Запас по производительности (суммарной) принимается равным 35% при установке двух мельниц, 20% — при трех и 10% при установке четырех мельниц и более.

В системах прямого вдувания без промбункера с молотковыми, среднеходовыми мельницами и мельницами-вентиляторами число их принимается таким же, а суммарный запас по производительности еще большим: при двух мельницах — 90%, при трех — 45%, при четырех — 12%.

Для повышения надежности пылеприготовления в системах с промбункерами предусматривается возможность переброса пыли между соседними системами с помощью реверсивных шнеков. Производительность их выбирается равной 50% расхода топлива на один котел.

Емкость бункеров пыли выбирается с учетом создания запаса пыли на 2—2,5 ч работы котла при номинальной нагрузке. Сверх указанного предусматривается несрабатываемый запас, равный 10—15% объема бункера, необходимый для предотвращения перетечек воздуха в пылесистеме.

Для подачи пыли из бункера к смесителям применяются питатели лопастного или дискового типов. Суммарная производительность питателей выбирается с запасом на 23—30% по отношению к расчетному расходу топлива на один котел. Регулирование производительности осуществляется изменением числа оборотов питателя, для привода которого используется электродвигатель постоянного тока.

Для создания запаса сырого топлива в верхней части котельной сооружаются приемные бункера в количестве 2 или 4 на один котел. Емкость их рассчитывается на создание 8-часового запаса работы при использовании каменных углей и АШ, 5-часового — для бурых углей и сланцев, 3-часового при использовании торфа. Для обеспечения надежного движения топлива наклон стенок бункеров к горизонтали принимается не менее 60—65°, а размер выходного отверстия — не менее 1000 × 1000 мм.

Под бункерами устанавливаются питатели сырого топлива ленточного или пластинчатого типов. Питатели первого типа применяются в схемах с промежуточными бункерами, второго — в схемах с прямым вдуванием. Ленточные питатели в схемах с прямым вдуванием применять нельзя из-за высокой температуры сушильного агента. Произво-

дительность каждого питателя выбирается на 10% больше производительности мельницы.

Остальное оборудование систем пылеприготовления (сепараторы, циклоны, вентиляторы, пылепроводы и др.) выбираются по расходам воздуха и пылевоздушной смеси, допускаемым скоростям движения и требуемой тонине помола топлива. Выбор этого оборудования производится при проектировании пылесистемы.

12.5. ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРОВ И НАСОСОВ

Вентиляторы и насосы являются основными потребителями электроэнергии собственных нужд. Параметрами, по которым выбираются вентиляторы и насосы, являются подача Q (м³/с или м³/ч) и перепад давления ΔP (Па). Для всех выпускаемых промышленностью машин параметры приводятся в справочниках. Для однотипных по конструкции машин в справочниках приводятся графики зависимости подачи от перепада давления (характеристики $Q — \Delta P$) и графики изменения КПД машины на всем диапазоне изменения параметров (рис. 12.2). Такие графики упрощают выбор машины.

Выбранная машина будет отвечать современным требованиям экономичности, если КПД ее в расчетном диапазоне нагрузок конкретной установки будет изменяться не более чем на 10% [34].

Выбор вентиляторов и насосов проводится в следующей последовательности: определяются требуемые значения расхода и напора (расчет конкретной технологической системы); выбирается конструктивный тип машины, затем ее типоразмер и количество машин в установке; выбирается тип привода, его мощность и способ регулирования.

Число машин в установке принимается минимально необходимым. Более одной машины устанавливают в системах, где по условиям надежности должны быть резервные машины, а также в том случае, если одна машина не может обеспечить требуемый расход. По нескольким машинам предусматривают в вентиляционных установках АЭС, питательных установках котлов, системах водоснабжения и др.

При установке в системе двух и более машин необходимо учитывать их взаимное влияние. При параллельной работе двух и более машин суммарная их подача практически всегда меньше арифметической суммы их паспортных подач. Из графика, изображенного на рис. 12.3, видно, что суммарная подача зависит от сопротивления сети. Чем сопротивление больше, тем суммарная подача меньше.

При параллельной работе возможно возникновение помпажа, заключающегося в самопроизвольном перераспределении подач машин. Для предотвращения возникновения помпажа машины в установке должны подбираться с одинаковыми характеристиками, а сети отдельных машин должны иметь одинаковые гидравлические сопротивления.

Привод вентиляторов и насосов осуществляется электродвигателями и реже паровыми турбинами. Требуемая мощность привода (кВт) определяется по формуле

$$N_{пр} = kQ\Delta P/\eta, \quad (12.8)$$

где Q — подача, $\text{м}^3/\text{с}$; ΔP — перепад давления, кПа ; η — КПД машины; $k = 1,02 \div 1,04$ — коэффициент запаса.

Регулирование подачи вентиляторов и насосов производится: дросселированием; изменением числа работающих машин; направляющими аппаратами (только вентиляторов); изменением частоты вращения.

Для небольших машин используются простейшие способы регулирования дросселированием или изменением числа работающих машин, если их в установке несколько. Наиболее экономичный способ регулирования изменением частоты вращения с помощью гидромфут, двухскоростных электродвигателей и паровых турбин сложен и дорог, поэтому применяется он только для крупных машин типа питательных

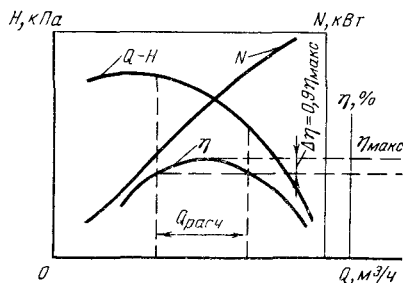


Рис. 12.2.

Рис. 12.2. Типичные характеристики центробежных машин.

Рис. 12.3. График параллельной работы двух центробежных машин при разных характеристиках сети.

1, 2 — характеристики (сопротивления) сети; 3 — характеристики машин; 4 — суммарная характеристика установки.

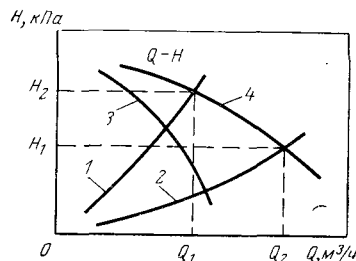


Рис. 12.3.

насосов, циркуляционных насосов в системе контуров АЭС и насосов водоснабжения. Подачу вентиляторов в большинстве случаев регулируют направляющими аппаратами, устанавливаемыми во входном патрубке.

Рассмотренные выше условия выбора машин в равной степени относятся и к вентиляторам, и к насосам. Имеющиеся различия в их выборе рассмотрены ниже.

Вентиляторы. В качестве вентиляторов различного назначения и дымососов паровых котлов применяют радиальные машины одно- или двустороннего всасывания. На мощных блоках в качестве дымососов широко применяют осевые машины.

Рабочие колеса радиальных машин выполняются с загнутыми вперед и назад лопатками. Первые имеют КПД, равный 60—70%, вторые — 85—90%. Несмотря на более высокий КПД, машины с загнутыми назад лопатками применяются редко из-за присущих им недостатков: крутой регулировочной характеристики с резким снижением КПД при снижении подачи, образованием отложений пыли на лопатках, необходимости установки электродвигателя со значительным запасом мощности. Перечисленные недостатки менее выражены у машин с загнутыми вперед лопатками.

Осевые машины имеют некоторые преимущества перед радиальными: меньшие габаритные размеры, высокий (до 80—85%) КПД, отсутствие налипания пыли на лопатках. Недостатками осевых машин являются: высокая частота вращения и довольно крутая регулировочная характеристика. Следует, однако, отметить, что крутизна характеристики может и не сказаться на экономичности машины при работе ее постоянно в номинальном режиме. Именно такой режим характерен для вентиляторов и дымососов мощных блоков, несущих базовую нагрузку.

При выборе вентиляторов и дымососов требуемые значения подачи и напора определяются при тепловом и аэродинамическом расчете парового котла. Предусматриваются коэффициенты запаса: по напору — 1,15, а по подаче — 1,1. На каждый котел устанавливаются один или два вентилятора и дымососа. На крупных блоках количество машин может быть и более двух. По одной машине устанавливают на котлах производительностью до 500 т/ч, а также на каждый корпус котла дубли-блока. Каждая из двух машин выбирается на 50% общего расхода.

Насосы. На ТЭС и АЭС используются насосы более чем 20 наименований. Наиболее ответственными по технологическому назначению являются насосы: питательные, циркуляционные, подпиточные, конденсатные, сетевые, багерные, мазутные. Кроме технологических насосов на электростанциях устанавливаются пожарные и хозяйственные насосы.

При выборе насосов требуемая подача определяется расчетом конкретной тепловой схемы, а перепад давления (кПа) определяется по формуле

$$\Delta P = P_n - P_k + \frac{h\rho g}{10^3} + \sum \Delta P, \quad (12.9)$$

где P_n и P_k — соответственно давление в начале сети (бак деаэратора, конденсатор, приемный колодец и пр.) и в конце сети, кПа ; h — геодезический напор, равный разности высот конца и начала сети, м ; g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; $\sum \Delta P$ — суммарное сопротивление всасывающего и нагнетательного тракта, кПа ; ρ — плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

При проектировании насосной установки должны быть обеспечены условия бескавитационной работы насосов. Условия обеспечиваются, если $H_{\text{вс}} \leq H_{\text{доп}}$ для схемы установки, изображенной на рис. 12.4, а, и $H_{\text{вс}} \geq H_{\text{доп}}$ для схемы, представленной на рис. 12.4, б, по абсолютным значениям высоты всасывания (м).

Величина $H_{\text{доп}}$ определяется по формуле [70]

$$H_{\text{доп}} = H_1 - 0,25 (H_2 - H_1). \quad (12.10)$$

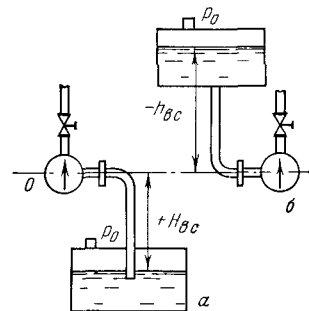


Рис. 12.4. Два основных способа включения насосов. а — всасывание из открытого колодца; б — всасывание из резервуара под давлением.

Величины H_1 и H_2 будут соответственно равны

$$H_1 = H_2 - 10 \left(n \sqrt{\frac{Q}{C}} \right)^{4/3}; H_2 = \frac{P_6 - P_H}{\rho g},$$

где P_6 — барометрическое давление для схемы рис. 12.4, а или абсолютное давление в резервуаре для схемы рис. 12.4, б, Па; P_H — давление насыщения при температуре всасываемой жидкости, Па; n — частота вращения вала насоса, об/мин; $C = 500 \div 1500$ — коэффициент стойкости насоса к кавитации, определяемый по формуле

$$C = 5,65n \frac{\sqrt{Q}}{(H_2 - H_1)^{3/4}}.$$

Конструкционный тип насосов выбирается по табл. 12.3 в зависимости от соотношения подачи и напора, выражаемого коэффициентом быстроходности насоса, определяемым по формуле

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (12.11)$$

где n — частота вращения, об/мин; H — напор, м; Q — подача, м³/с.

Таблица 12.3. Таблица к выбору конструкционных типов насосов

n_s	Тип насоса	n_s	Тип насоса
До 40	Ротационный, поршневой	500—600	Диагональный
40—300	Центробежный	600—1200	Осевой

Питательные насосы. Это наиболее мощные агрегаты собственных нужд, оказывающие заметное влияние на экономические показатели всей электростанции. При выборе питательных насосов принимаются во внимание многие факторы, в той или иной степени влияющие на их работу, например условия работы электростанции (изолированно или в системе), параметры пара и питательной воды, особенности тепловой схемы.

Подача питательной установки принимается на 5% больше производительности паровых котлов [34], а требуемый перепад давления рассчитывается по формулам (9.14) и (9.15).

При высоких температурах питательной воды увеличивается вероятность возникновения кавитации в насосах. Поэтому на блоках с закритическими параметрами пара и турбинном приводе питательных насосов устанавливаются предвключенные (бустерные) насосы, подающие воду на всас основных насосов. Необходимость в бустерных насосах возникает во всех других случаях, когда давление столба воды и избыточное давление в деаэраторе не обеспечивают рассмотренных выше условий бескавитационной работы.

При выборе питательной установки большое значение имеет выбор типа привода насосов. На электростанциях применяется или электрический, или турбинный привод. Сопоставления преимуществ и недостатков этих приводов даны в § 9.4. За рубежом, особенно в США, применяется привод насосов от вала турбогенератора через гидромuftу. Выгода это дает при двухвалвных агрегатах и установке насосов на каждом валу. В нашей стране этот тип привода распространения не имеет.

В питательной установке предусматриваются резервные насосы. Так, на изолированных ТЭС кроме основных насосов с электроприводом устанавливают не менее двух насосов с турбоприводом для пуска станции с нуля. На неблочных ТЭС, включенных в систему, резервные насосы предусматриваются в том случае, если основных насосов в установке не менее четырех.

На блоках ТЭС устанавливают как правило, один насос с электроприводом. На блоках с закритическими параметрами пара привод насоса применяется турбинный. В дополнение к основному насосу устанавливается резервный насос с электроприводом и подачей, равной 30—50% основной. При установке в блоке двух насосов резерв не предусматривается.

Циркуляционные насосы реакторных контуров АЭС относятся к наиболее ответственным агрегатам реакторной установки. Радиоактивность теплоносителя и требования безопасности обуславливают следующие специфические требования к конструкции насосов: отсутствие протечек теплоносителя через сальники и разъемы; простота конструкции, позволяющая проводить сборку и разборку при ремонтах в минимальное время; высокая надежность работы; насосы не должны загрязнять теплоноситель продуктами смазки и коррозии.

Циркуляционные насосы должны обеспечивать большие подачи при сравнительно небольших напорах (гидравлическое сопротивление циркуляционной петли составляет 500—1000 кПа). Этим условиям по табл. 12.3 более всего соответствуют насосы диагонального типа с коэффициентом быстроходности, равным 400—600. Описание конструкций циркуляционных насосов, применяемых на АЭС, приведено в § 9.9.

Подача циркуляционного насоса должна соответствовать расходу теплоносителя в одной петле при номинальной мощности реактора. Резервные насосы на петле не устанавливаются, так как при остановке насоса и отключении петли охлаждение реактора обеспечивается работой насосов других петель. При одновременном отключении всех электродвигателей насосов охлаждение реактора в первый момент обеспечивается вследствие инерционного выбега, а затем посредством включения систем аварийного расхолаживания. Длительность выбега насосов преднамеренно увеличивают насадкой на вал массивных дисков. Например, для насоса ЦЭН-310 выбег составляет около 15 с. Через 3 с после отключения двигателя насос еще обеспечивает подачу на уровне 60% номинальной. Основные характеристики насосов, применяемых в СССР на серийных АЭС, приведены в табл. 12.4.

Регулирование подачи циркуляционных насосов осуществляется по-разному. На некоторых современных АЭС регулирование вообще

Таблица 12.4. Технические данные насосов АЭС

Характеристика, размерность	Насос	
	ЦЭН-310	ГЦЭН-195
Подача, м³/ч	6500	19 000
Давление, развиваемое насосом	570	1100
Температура теплоносителя, °С	270	300
Частота вращения, об/мин	1470	1000
Мощность электродвигателя, кВт	1430	5000
КПД, %	52	80
Электрическая мощность реактора, МВт	440	1000

не предусматривается, а изменение суммарной подачи теплоносителя в реактор осуществляется изменением числа работающих насосов (петель). Применяется способ регулирования подачи дросселированием с помощью задвижек, а также изменением частоты вращения рабочего колеса. Последний способ осуществляется применением двухскоростных электродвигателей (для ЦЭН-138) или наличием в цепи питания преобразователей частоты электрического тока. В некоторых странах (ФРГ) с этой же целью применяют привод насосов с помощью специальной паровой турбины, обеспечивающей плавную регулировку частоты вращения.

Насосы охлаждающей воды выполняются с вертикальным и горизонтальным валами. Первые устанавливаются в береговых насосных станциях, вторые — в помещении турбинного зала. При вертикальном исполнении электродвигатель насоса располагается на 2—2,5 м выше уровня воды в источнике, что предохраняет его от затопления при колебаниях уровня.

При выборе насосов требуемая подача определяется по летнему режиму работы, когда расход воды бывает максимальным. Перепад давления определяется по гидравлическому сопротивлению системы (см. § 16.3).

Конденсатные насосы устанавливаются в количестве двух или трех на турбину. При установке двух насосов каждый из них выбирается на полный расход конденсата, при установке трех насосов — на 50 % расхода. При наличии конденсатоочистки предусматривается вторая группа насосов, устанавливаемая после фильтров. Требуемый перепад давления насосов подсчитывается по формулам (9.17).

Прочие насосы ТЭС и АЭС (сетевые, багерные, подпиточные, пожарные и др.) имеют обычное исполнение и выбираются по общей методике. Для каждой технологической системы количество насосов в группе принимается в зависимости от конкретных условий. Два насоса и более устанавливаются в системах, к которым предъявляются повышенные требования надежности (системы подпитки, расхолаживания, теплосети и др.), или в тех случаях, когда насосы при работе быстро изнашиваются и требуют частой замены, например в системах гидрозолаудаления.

12.6. ВЫБОР ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В схемах ТЭС и АЭС применяются поверхностные (трубчатые) и смешивающие теплообменники. Это наиболее многочисленный вид оборудования, устанавливаемый в самых разнообразных технологических системах. В качестве греющего теплоносителя в теплообменниках используется пар, горячая вода, нагретые газы, жидкие металлы. Нагреваемыми теплоносителями являются разные вещества, например вода, газ, мазут и т. д. В зависимости от назначения технологической схемы теплообменники используются или как подогреватели, или как охладители.

При выборе теплообменников последовательно решают три вопроса: сначала выбирается конструкционный тип (поверхностный или смешивающий), затем число их в установке и, наконец, проводится выбор типоразмера. Поверхностные теплообменники устанавливаются в таких системах, где смешение теплоносителей должно быть исключено. Например, в системах подогрева сетевой воды теплосети, нагрева (или, наоборот, охлаждения) радиоактивного теплоносителя, подогрева мазута используются только поверхностные теплообменники.

В смешивающих теплообменниках теплоносители перемешиваются, что ограничивает область их применения такими системами, где это не отражается на экономичности и надежности установок. Принцип смешения используется для подогрева воды в деаэрационных колонках, в барботажных устройствах. В последние годы наметилась тенденция применения смешивающих теплообменников в системе регенерации и в качестве конденсационных устройств турбин.

Число теплообменников, устанавливаемых параллельно в конкретной установке системы, выбирается обычно из условий обеспечения надежности. Два аппарата и более устанавливаются в системах, к которым предъявляются повышенные требования надежности, и где отключение теплообменника при отсутствии резерва может вызвать аварийную ситуацию или существенное ограничение мощности основных агрегатов.

Исходными данными для выбора типоразмера теплообменников являются расходы и рабочие параметры теплоносителей, известные из расчета соответствующей схемы или системы. При выборе *поверхностных теплообменников* на основе этих данных и сведений о конструкции аппарата определяют коэффициент теплопередачи, а затем площадь требуемой поверхности нагрева, при которой будут обеспечены заданные параметры нагреваемой (охлаждаемой) среды.

Для выбора типоразмеров смешивающих теплообменников необходимо знать суммарный расход теплоносителей и давление в корпусе аппарата. По этим данным типоразмер выбирается по каталогам на смешивающие подогреватели.

Регенеративные подогреватели входят в комплект поставки турбинной установки. Выбираются они по максимальному пропуску конденсата или питательной воды и параметрам греющего пара. Установка резервных подогревателей не предусматривается.

Деаэраторы выбираются по максимальному расходу питательной воды в схеме. На блочных электростанциях устанавливаются один или два деаэратора на блок, а на неблочных — один или два на турбину. Общее число их должно быть таким, чтобы при отключении одного из них остальные обеспечивали максимальный пропуск питательной воды.

Конденсаторы турбин выбираются по максимальному расходу и параметрам пара, а также по среднегодовой температуре и расходу охлаждающей воды. На турбину устанавливается один или два конденсатора (без резерва).

Технологические конденсаторы АЭС выбираются по параметрам и расходу сбросного пара в конденсатор, определяемым расчетом схемы АЭС, а также расходом охлаждающей воды, требующейся для конденсации пара.

Сетевые подогреватели устанавливаются на каждую теплофикационную турбину. Тепловая мощность подогревателей выбирается по тепловому потреблению, параметрам пара в теплофикационных отборах и расчетным параметрам воды в тепловой сети. Например, при коэффициенте теплофикации, равном 0,5, сетевые подогреватели рассчитываются на обеспечение половины отопительной нагрузки самого холодного месяца. Другая половина нагрузки обеспечивается пиковыми подогревателями или водогрейными котлами. Резервные сетевые подогреватели не устанавливаются.

На КЭС сетевые подогреватели устанавливаются на первых двух турбинах или блоках. Тепловая мощность подогревателей выбирается такой, чтобы при отключении одного из них остальные обеспечивали не менее 80 % максимальной тепловой нагрузки. На каждую турбину или блок устанавливаются, как правило, два подогревателя.

Мазутные подогреватели выбираются по максимальному расходу мазута на ТЭС, параметрам мазута и греющего пара. При исчислении расхода мазута учитывается расход его на циркуляционный подогрев в количестве не менее 20 % расхода в котельную. В связи с тем, что подогреватели периодически останавливаются для очистки, количество их должно быть не менее трех. Один устанавливается в качестве резервного.

12.7. ЕМКОСТЬ БАКОВ И РЕЗЕРВУАРОВ

Во многих технологических схемах ТЭС и АЭС предусматриваются баки и резервуары различного назначения. Наиболее важными из них являются баки: запаса питательной воды и конденсата, сбора дренажей и загрязненных радиоактивных и нерадиоактивных вод, резервуары (газгольдеры) для сбора и выдержки радиоактивных газов, хранения твердых и жидких радиоактивных отходов и др.

Баки запаса питательной воды устанавливаются под деаэрационными колонками и рассчитываются на рабочее давление в деаэраторе. Объем их выбирается по условию создания запаса воды на 5 мин работы котла или ПГ с номинальной нагрузкой. На ТЭЦ запас воды предусматривается на 10 мин.

Баки запаса обессоленной воды устанавливаются вне главного здания. По действующим нормам проектирования [34] объем этих баков рассчитывается на 40 мин работы для блочных ТЭС (но не менее 6000 м³) и 60 мин для неблочных ТЭС (но не менее 3000 м³). Количество баков должно быть не менее двух. Эти же баки используются как приемные при сливе воды из котлов перед началом ремонта.

Дренажные баки служат для сбора дренажей из различных точек тепловой схемы и повторного их использования. На каждый блок устанавливается один дренажный бак емкостью 15 м³. На неблочных ТЭС один бак устанавливается на 2—3 турбины.

Баки сбора загрязненных вод устанавливаются в главном здании, а также в помещениях водоподготовки и в мазутонасосной станции. В баки собирается вода после обмывки хвостовых поверхностей нагрева котлов, использованные растворы химических реагентов и загрязненная мазутом вода. Объем баков принимается не менее 10 м³ и в конкретных случаях уточняется в соответствии с действительной потребностью.

На АЭС предусматриваются баки для слива теплоносителя. Из каждого контура реакторной установки теплоноситель сливается в отдельный бак, объем которого выбирается в соответствии с объемом теплоносителя в контуре.

Для сбора загрязненных радиоактивных вод на АЭС предусматривается несколько баков-резервуаров. Отдельные резервуары в количестве не менее двух предусматриваются для сбора обмывочных вод и растворов, протечек, трапных вод, вод душевых и спецпрачечных и т. д. Объем каждого резервуара принимается от 2 до 10 м³. По мере заполнения вода из резервуаров перекачивается в установки спецводоочистки посредством вытеснения сжатым воздухом.

Газгольдеры для сбора и выдержки радиоактивных газов выполняются в виде герметичных стальных резервуаров объемом 10—20 м³ и рассчитываются на давление 1—1,5 МПа. Число газгольдеров принимается не менее двух. Объем и количество газгольдеров выбирается по наиболее неблагоприятному режиму АЭС, при котором выделение радиоактивных газов может быть максимальным.

Баки захоронения радиоактивных отходов выполняются из пержающей стали и размещаются в железобетонных подземных строениях не ближе 500 м от главного здания. Объем баков принимается равным 200—300 тыс. м³. Для первой очереди АЭС сооружаются обычно 2 бака для твердых отходов и 3—4 бака для жидких. По мере заполнения баков их консервируют и сооружают новые.

Для всех описанных выше баков (исключая газгольдеры) рабочий объем принимается равным 85 % геометрического объема.

РАЗВЕРНУТЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

13.1. СОСТАВ И НАЗНАЧЕНИЕ РАЗВЕРНУТОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Полной или развернутой тепловой схемой электростанции (РТС) называют такую схему, на которой показано все теплосиловое оборудование (основное, вспомогательное и резервное), а также все трубопроводы с арматурой и устройствами, обеспечивающими протекание процесса превращения тепловой энергии в электрическую по принятому циклу. При этом наряду с основными связями в соответствии с технологической последовательностью этого процесса на схеме приводятся также все байпасы и вспомогательные продольные связи, вследствие чего РТС отражает возможные пути движения теплоносителя и рабочей среды, а также все возможности подключения и переключения однородного (основного и вспомогательного) и резервного оборудования. Полная тепловая схема определяет количество основного и вспомогательного оборудования, арматуры, их типоразмеры, по ней составляется спецификация оборудования.

При разработке РТС предусматривается возможность работы электростанции при всех режимах, определенных техническими условиями, и защита оборудования при отклонении от этих режимов, по РТС можно судить об объеме операций при пуске, остановке, переходе от одного режима к другому.

РТС включает в себя все оборудование и коммуникации, необходимые для пуска и остановки паротурбинных установок, которые объединяются обычно *пусковыми схемами*. Эти схемы рассматриваются в гл. 21.

Основными составляющими РТС ТЭС являются: паровой котел, паропроводы острого пара с редукционными и пускосбросными устройствами и турбина с генератором, паропроводы промежуточного перегрева, конденсатор турбины, конденсатные насосы и тракт основного конденсата, деаэратор, питательные насосы с приводными механизмами и тракт питательной воды, вспомогательные устройства и линии, используемые при пуске, остановке и изменениях режима паротурбинной установки, трубопроводы пара собственных нужд, трубопроводы и установки, служащие для отпуска тепла электростанции и в прилегающий к ней поселок (на КЭС), а также тепловому потребителю (на ТЭЦ), аппараты и устройства, предназначенные для термической обработки добавочной воды и химической очистки конденсата и питательной воды, баковое хозяйство и пр.

На АЭС наряду с перечисленными элементами, составляющими РТС являются также реактор и ПГ АЭС (при двух- и трехконтурных схемах) со всеми вспомогательными системами и оборудованием, а также контуры теплоносителя с циркуляционными насосами, арматурой, теплообменниками и пр.

13.2. РАЗВЕРНУТЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТЭС

Одной из основных задач, которая решается при составлении РТС, является выбор схемы главных трубопроводов. При этом к главным относят трубопроводы: острого пара, пара промежуточного (вторичного) перегрева и питательные (от деаэратора до парового котла).

В настоящее время применяются в основном *блочные* и *секционные* схемы главных трубопроводов. Блочная схема применяется на всех крупных конденсационных установках ТЭС при начальных давлениях пара 12,7 МПа и выше, секционная — на крупных ТЭЦ с давлением

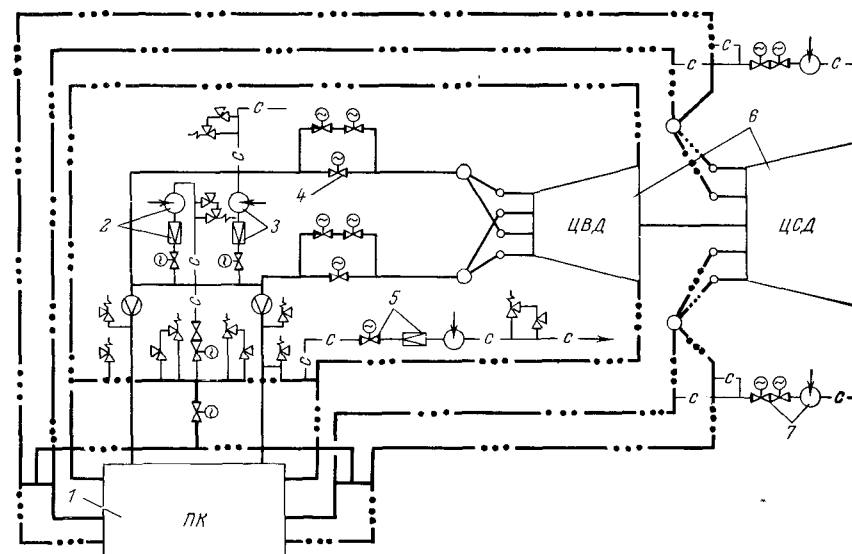


Рис. 13.1. Схема главных паропроводов блока КЭС.

пара до 12,7 МПа и конденсационных установках с начальным давлением 8,8 МПа. На теплофикационных паротурбинных установках, работающих при начальном давлении 23,5 МПа, применяется блочная схема*.

На блочных ТЭС каждая турбина получает пар от одного или двух котлов.

Схема главных паропроводов блока КЭС с одним паровым котлом (моноблок) показана на рис. 13.1. Обозначения линий и арматуры, принятые при изображении полных тепловых схем и их элементов, приведены в табл. 13.1.

К главным паропроводам блочных установок относятся паропроводы свежего пара и промежуточного перегрева. На схеме свежий пар направляется в турбину по двум линиям (двум ниткам); паропроводов,

* Основные особенности блочных и неблочных электростанций рассмотрены в § 2.3.

Таблица 13.1. Обозначения линий и арматуры, принятые при изображении РТС и их элементов

	Острый пар		Непрерывная продувка
	Пар промежуточного перегрева		Периодическая продувка
	Питательная вода, впрыск		Вентиль, задвижка
	Конденсат		Обратный клапан
	Пар отборов, на обдувку		Регулирующий клапан
	Пар уплотнений		Регулирующий клапан с электроприводом
	Дренаж		Регулирующий клапан с колонкой дистанционного управления (КДУ)
	Паровоздушная смесь		Клапан обратный с гидроприводом
	Рециркуляция, линии растопки		Предохранительный клапан
	Выпар		Арматура под вакуумом
	Химобессоленная вода		Редукционный клапан
	Циркуляционная вода		Впрыскивающий парохладитель
	Пар сбросной, на собственные нужды		Редукционно-охладительное устройство
			Расходомер

Продолжение табл. 13.1

	Шайба дроссельная		Воронка открытая
	Набор дроссельных шайб		Выхлоп в атмосферу
	Электропривод		Фильтр водяной
	Соединение трубопроводов		

по которым пар направляется на промежуточный перегрев (холодные нитки промежуточного перегрева), — также два, а паропроводов, по которым пар возвращается в турбину (горячие нитки промежуточного перегрева), — четыре. Число линий главных паропроводов стремятся обычно уменьшить, так как это упрощает схему и сокращает количество арматуры. Однако иногда (на крупных блоках) даже паропроводы острого пара являются четырехниточными.

Чтобы выравнивать давление в паропроводах, линии острого пара и промежуточного перегрева (холодные и горячие) соединены между собой перемычками. На приведенной схеме (рис. 13.1) на каждом идущем от парового котла 1 паропроводе острого пара перед стопорным клапаном турбины 6 установлена главная паровая задвижка 4 с байпасной линией, на которой имеется регулирующий клапан и запорная задвижка. Байпас используется при пуске блока и для регулирования подачи пара в турбину при небольших расходах.

К паропроводам свежего пара присоединена быстродействующая редукционно-охладительная установка (БРОУ) 3. При сбросе электрической нагрузки для того, чтобы число оборотов турбогенератора не превысило допустимых значений, стопорный клапан прикрывается и пар перепускается в конденсатор турбины. При этом пар предварительно дросселируется и охлаждается конденсатом, впрыскиваемым в поток. В режимах холостого хода в проточную часть турбины поступает лишь такое количество пара, которое необходимо для выработки электроэнергии, расходуемой на собственные нужды блока. БРОУ используется также для сброса пара в конденсатор при пуске блока на скользящих параметрах. Прогрев трубопроводов вторичного перегрева при пуске блока проводится острым паром, перепускаемым через редукционно-охладительное устройство (РОУ) 2.

На линиях пара промежуточного перегрева задвижки не устанавливаются. К перемычке холодных ниток промежуточного перегревателя подсоединено РОУ 5 для отвода пара на собственные нужды электростанции, а к горячим линиям перед ЧСД турбины — пароперепускное устройство 7, с помощью которого при прогреве трубопроводов и сбросе электрической нагрузки пар охлаждается и перепускается в конден-

сатор турбины. На линиях острого пара, промежуточного перегрева, а также на сбросных линиях после РОУ 2, 3 и 5 устанавливаются предохранительные клапаны.

Секционная схема главных паропроводов приведена на рис. 13.2. При такой схеме, когда паровой котел 1 отключен, турбина 7 может оставаться в работе, получая пар из переключательной магистрали 4, к которой присоединены также другие паровые котлы и турбины электростанции. К магистрали может быть подключен также резервный паровой котел. При необходимости паротурбинная установка отклю-

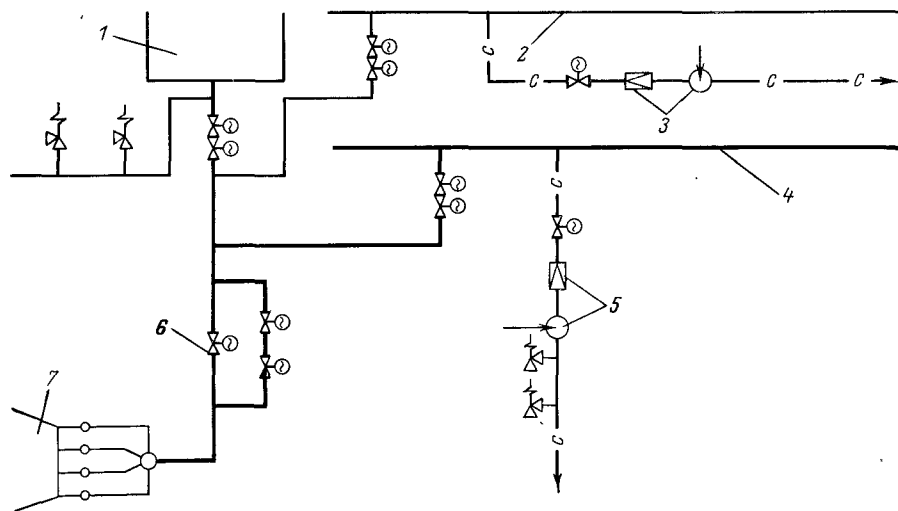


Рис. 13.2. Секционная схема главных паропроводов.

1 — паровой котел; 2 — коллектор растопочной линии; 3 — РОУ растопочное; 4 — переключательная магистраль; 5 — РОУ собственных нужд электростанции; 6 — главная паровая задвижка; 7 — турбина.

чается от переключательной магистрали и эксплуатируется по блочной схеме, однако обычно в нормальных условиях магистраль используется как уравнительная, перепускная часть пара из одного паропровода, идущего от котла к турбине, в другой. Пар на собственные нужды подается через РОУ 5, которое обычно подключается к магистрали.

На электростанциях низкого давления применялись схемы главных паропроводов, по которым пар от всех паровых котлов (рабочих и резервных) подводился к общей магистрали, а оттуда — к турбинам. Такие схемы называют *централизованными*. При централизованной схеме на линиях от котлов до магистрали и от магистрали до турбин устанавливают задвижки, позволяющие отключить и остановить любой котел или турбину. При относительно невысокой надежности основного оборудования и низких давлениях (когда арматура работает более надежно, а стоимость линий по отношению к стоимости оборудования

невелика) применение таких схем оправдано. Однако при повышенных давлениях главные паропроводы, работающие по централизованным схемам, недостаточно надежны, дорогостоящие (из-за возрастания длины паропроводов, стоимость которых сильно увеличивается с ростом давления пара, и большого количества запорной арматуры).

Блочная схема питательных трубопроводов приведена на рис. 13.3. В этой схеме применен турбинный привод главного питательного насоса. Такой привод в Советском Союзе устанавливают на блоках ТЭС закрытых параметров. В соответствии с «Нормами технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей» [35] при наличии одного турбонасоса, рассчитанного на номинальный расход питательной воды блока, дополнительно следует устанавливать насос с электроприводом и гидромурфой с подачей, равной 30—50% номинальной. При двух насосах, когда подача каждого составляет 50% номинальной, насос с электроприводом не требуется, однако наряду с подводом пара к приводной турбине питательного насоса от отборов основной турбины или из линий промперегрева необходимо предусмотреть резервный подвод пара. Обычно резервная паровая линия идет к приводной турбине от коллектора собственных нужд электростанции.

Перед питательным насосом устанавливаются бустерные насосы (два рабочих и один резервный); после него вода поступает в ПВД 7, а затем через главные задвижки питательных трубопроводов по двум линиям 11 в котел. Непосредственно за питательным насосом устанавливается обратный клапан с присоединенным к нему разгрузочным клапаном. При пуске насоса и небольших расходах разгрузочный клапан открыт и часть питательной воды перепускается в бак-аккумулятор.

Бустерные насосы не устанавливаются, когда привод питательных насосов электрический (см. § 9.4).

Подогреватели высокого давления имеют обводное устройство. При появлении в ПВД неисправностей защитный клапан на входе

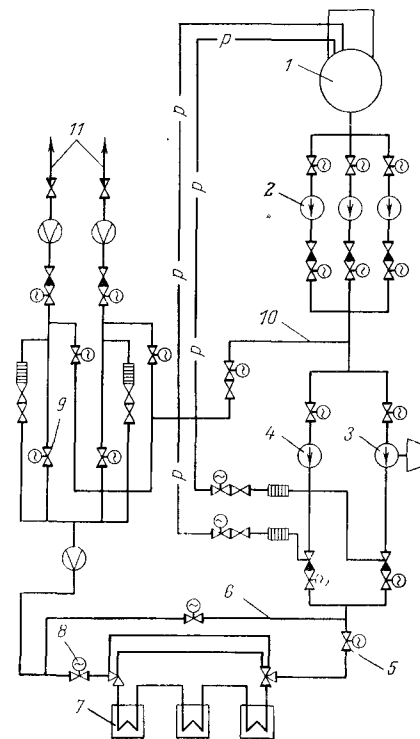


Рис. 13.3. Схема питательных трубопроводов блока КЭС.

1 — деаэрактор; 2 — бустерный насос; 3 — питательный насос с турбоприводом; 4 — резервный питательный насос с электроприводом; 5, 8 — питательные задвижки; 6 — линия холодного питания; 7 — ПВД; 9 — главная питательная задвижка; 10 — перепускная линия; 11 — к паровым котлам.

в первый подогреватель перепускает воду в обводную линию и клапан на выходе из последнего ПВД закрывается. При выводе подогревателей или защитного обводного устройства в ремонт необходимо закрыть также задвижки 5 и 8 и пустить воду в котел по линии 6, которую принято называть *линией холодного питания*. Линия 10 используется при заполнении и промывке котла.

Схема питательных трубопроводов неблочной ТЭС показана на рис. 13.4 [17]. Схема является *секционно-централизованной*. Из

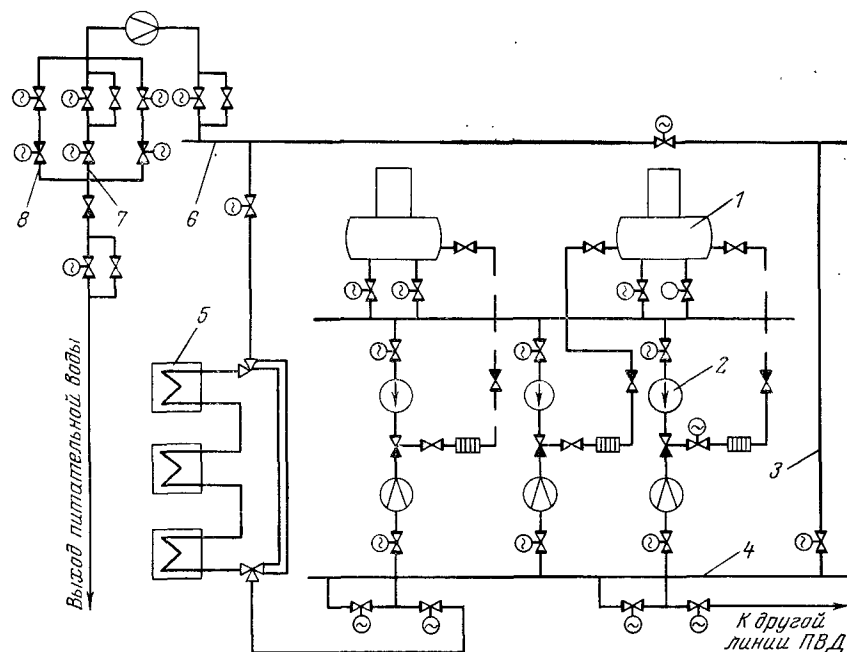


Рис. 13.4. Схема питательных трубопроводов неблочной ТЭС.

1 — деаэратор; 2 — питательный насос; 3 — линия холодного питания; 4 — переключательная магистраль; 5 — ПВД; 6 — общая питательная магистраль; 7 — главный питательный трубопровод парового котла; 8 — байпасная линия.

деаэраторов 1 питательная вода поступает в общий коллектор, откуда питательными насосами 2 подается в подогреватели высокого давления 5. ПВД устанавливаются здесь так же, как при блочной схеме (см. рис. 13.3), однако питательная линия до них соединяется с переключательной магистралью 4, а за ними — с общей магистралью 6. Магистрали 4 и 6 соединяются также линией холодного питания 3. Из питательной магистрали 6 вода подается к узлам питания котлов. Узел питания состоит из главного питательного трубопровода 7 (с запорными задвижками, регулирующим и обратным клапанами) и двух байпасных линий 8 меньшего диаметра, предназначенных для работы при небольших расходах. Остальные элементы схемы не отличаются от описанных ранее.

Полная тепловая схема блока ТЭС приводится на рис. 13.5. Блок работает при сверхкритических начальных параметрах пара, мощность его составляет 800 МВт. На мазуте такие блоки работают в Советском Союзе в течение многих лет. В настоящее время серия таких агрегатов создается для работы на бурых углях Канско-Ачинского бассейна. Принципиальная схема блока мощностью 800 МВт и описание ее приведены в гл. 10.

Турбина блока К-800-240 работает при начальных параметрах 23,5 МПа, 540 °С. Прямоточный паровой котел производительностью 2650 т/ч генерирует пар давлением 25,0 МПа и с температурой 545 °С. Промежуточный перегрев проводится до той же температуры. Давления на выходе из турбины и после промежуточного перегрева (перед СЧД турбины) соответственно составляют 3,65 и 3,25 МПа. Блок имеет два последовательно включенных корпуса конденсатора, давление в которых при расчетном режиме и температуре охлаждающей воды 12° С составляет 0,00345 и 0,0046 МПа.

Подвод пара от котла к турбине осуществляется по двум трубопроводам $\varnothing 465 \times 75$ мм, паропроводов промежуточного перегрева также два. При этом диаметр холодной линии составляет 820 мм, толщина стенки $\delta_{ст} = 22$ мм, диаметр горячей нитки равен 920 мм, а $\delta_{ст} = 32$ мм. К главному паропроводу острого пара подключено БРОУ 6, пускосбросное устройство 5 и РОУ 4, служащее для подачи пара на обдувку поверхностей регенеративного воздухоподогревателя и пароперегревателя. От холодной линии промежуточного пароперегревателя через редукционное устройство (РУ) 7 пар отводится на собственные нужды электростанции и блока, к обоим горячим линиям перед стопорными клапанами ЧСД турбин подсоединены перепускные линии с дроссельными и охлаждающими устройствами, по которым пар может быть сброшен в конденсатор. Вакуум в конденсаторе создается и поддерживается водоструйными эжекторами.

После конденсатора 9 весь поток основного конденсата подается конденсатными насосами первой ступени 11 на очистку от окислов железа и других взвешенных частиц, а также от катионов и анионов. На новых электростанциях, проектируемых для работы на бурых углях, предполагается проводить очистку воды от продуктов коррозии на электромагнитных фильтрах, устанавливаемых непосредственно после конденсатных насосов первой ступени и после деаэраторов, а обессоливание (так же, как на других электростанциях) — на фильтрах смешанного действия блочной обессоливающей установки (БОУ) 12. Между конденсатными насосами первой 11 и второй 13 ступеней установлены охладитель конденсата контура генератора и подогреватель, к которому подводится пар из уплотнений турбины. После насосов 13 поток конденсата проходит четыре ПНД и ПУ₂ и затем поступает в деаэратор. Дренаж из ПНД-4 переливается в ПНД-3, а из последнего — в ПНД-2, откуда подается дренажными насосами в линию основного конденсата. При пуске блока, а также неисправности насосов дренаж можно сбрасывать в конденсатор.

К деаэраторам пар подводится от коллектора питания деаэраторов, который в нормальных условиях получает пар от четвертого отбора

турбины (по ходу пара). При пуске и низких нагрузках блока пар подводится к коллектору питания деаэраторов от коллектора собственных нужд.

На блоке установлены два деаэратора 20 с колонками производительностью до 1600 т/ч и баками объемом 120 м³ каждый. Давление в деаэраторах составляет 0,685 МПа.

Питательные насосы 19 имеют турбинный привод. К приводной турбине, имеющей собственный конденсатор 15, пар подводится от третьего отбора, а при пуске блока — от коллектора собственных нужд электростанции. На линиях питательной воды непосредственно перед питательными насосами установлены бустерные насосы 18. Номинальная подача питательного насоса составляет 1400 м³/ч, однако временно подачу можно поднимать до 1900 м³/ч. Таким образом, при неисправности одного насоса можно обеспечить работу парового котла при нагрузках до 70% номинальной. После первой ступени питательного насоса при давлении ~ 6,6 МПа вода отбирается на впрыск в промежуточный перегреватель. Расход воды может достигать 100 м³/ч.

Питательный насос развивает давление ~ 33,5 МПа при частоте вращения 4650 об/мин. Давление за бустерным насосом составляет 1,85 МПа при вращении его с частотой 1895 об/мин. При этом потребляемая мощность питательного насоса равна 14,8 МВт, бустерного — 0,908 МВт.

Питательная вода после насосов подогревается в шести ПВД, установленных на двух параллельных линиях (по три ПВД в каждой). Температура питательной воды составляет 271—274 °С.

Остальные элементы схемы не требуют дополнительных объяснений.

На первых нескольких блоках электростанции устанавливаются обычно сетевые подогревательные установки (СПУ). Пар к основному подогревателю СПУ подводится от седьмого отбора турбины, к пиковому — от пятого. Имеется также возможность подводить пар к обоим подогревателям от общестанционного теплофикационного коллектора. Кроме общестанционных коллекторов собственных нужд и теплофикационного коллектора, на электростанции имеются общие коллекторы обессоленной воды, сетевой воды, кислотной промывки паровых котлов, слива из деаэраторов, заполнения и опрессования котлов, а также магистрали, из которых вода поступает на смыв золы и шлака (на электростанциях, работающих на бурых углях).

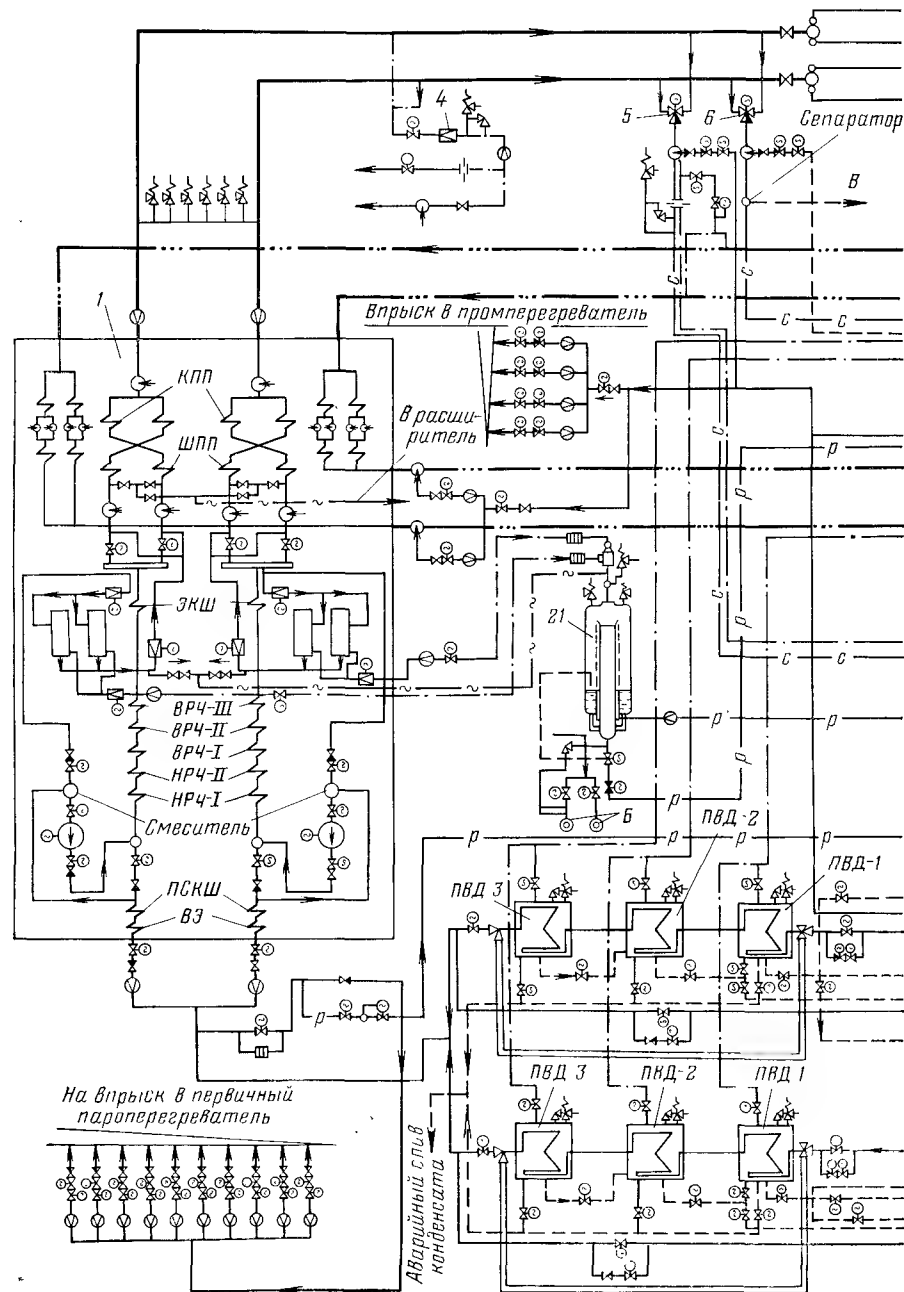
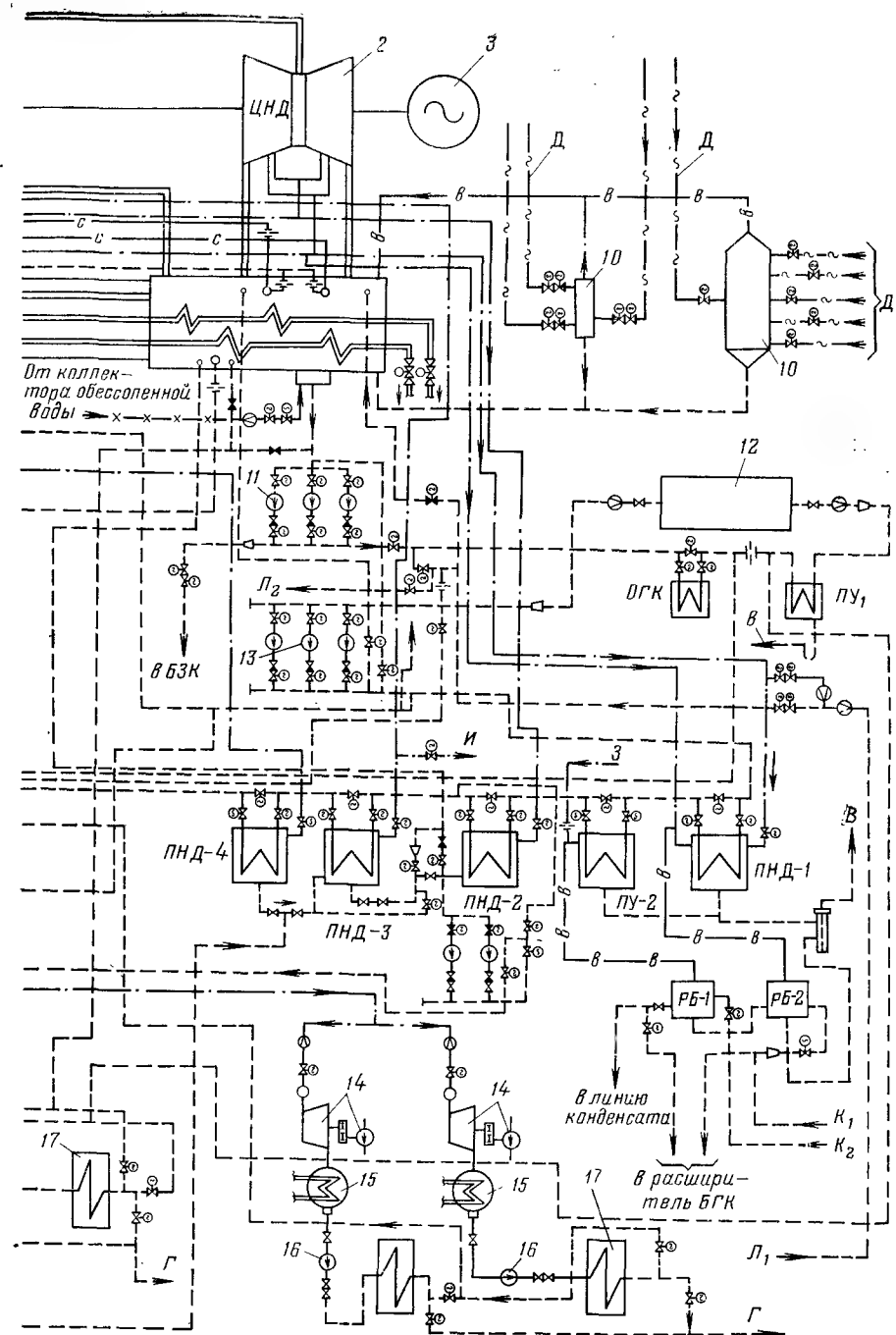
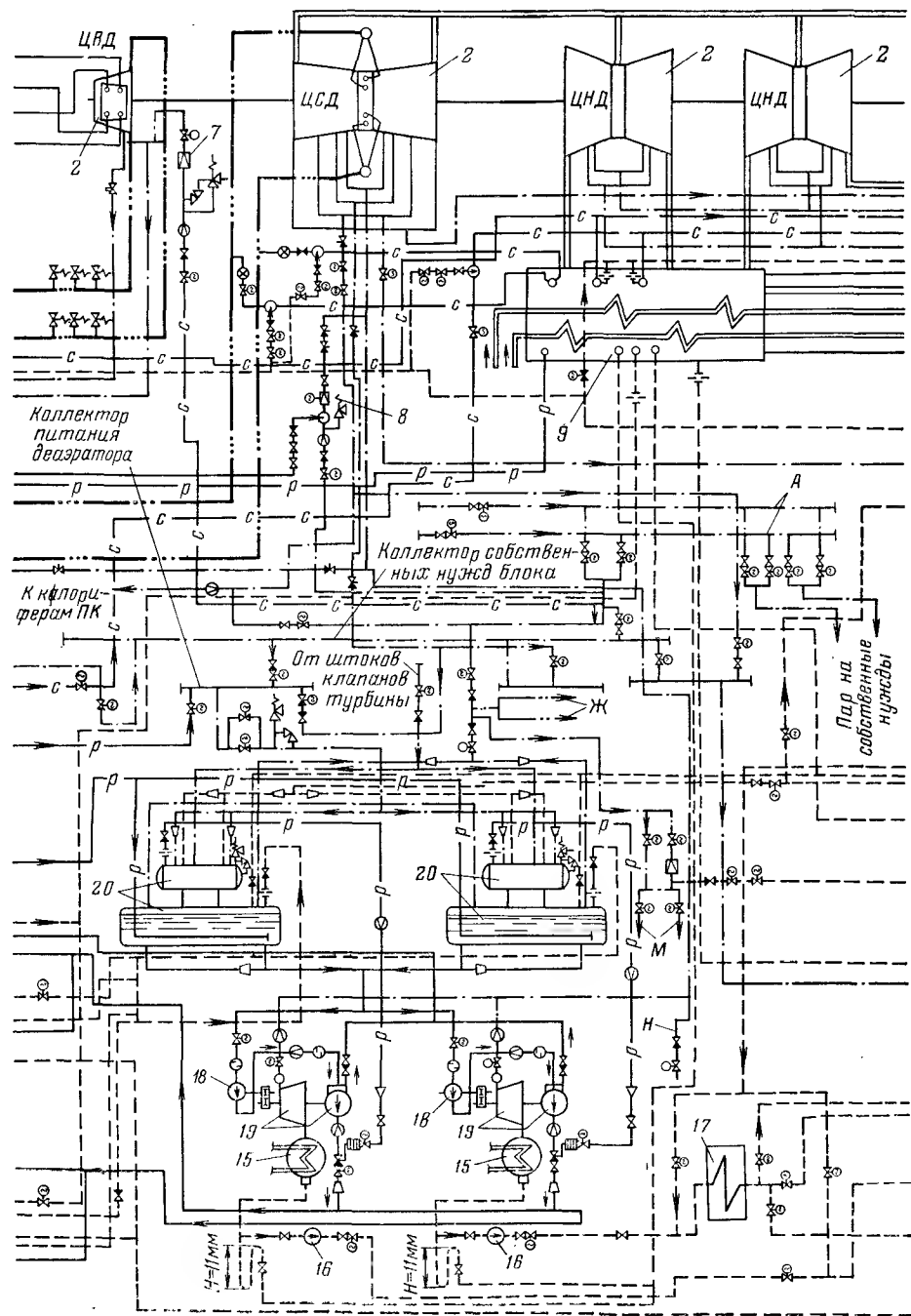


Рис. 13.5. РТС блока мощностью 800 МВт.

1 — паровой котел; 2 — турбина; 3 — генератор; 4 — РОУ для сброса пара на обдувку воздухоподогревателя и пароперегревателя; 5 — пуско-сбросное устройство; 6 — БРОУ; 7, 8 — РУ и РОУ собственных нужд; 9 — конденсатор; 10 — расширитель дренажей; 11, 13 — конденсатный насос первой и второй ступеней; 12 — БОУ; 14 — дутьевой вентилятор парового котла с турбоприводом; 15 — конденсатор; 16 — конденсатный насос турбопривода; 17 — теплообменник эжекторной установки турбопривода; 18 — бустерный насос; 19 — питательный насос с турбоприводом; 20 — деаэратор; 21 — растопочный расширитель; А — общестанционная магистраль; Б — сбросные циркуловоды; В — в конденсатор; Г — в дренажные баки; Д — дренажи; Ж — пар в уплотнения турбины; З — паровоздушная смесь из уплотнений; И — пар на сетевой подогреватель; К₁ и К₂ — конденсат из сетевого подогревателя и калориферов; Л₁ и Л₂ — вода на заполнение блока и конденсаторов турбин питательных насосов и воздухоподувок; М — пар к эжекторным установкам; Н — пар от коллектора собственных нужд электростанции; РБ — расширительный бак; ОГК — охладитель конденсата контура генератора; БЗК — бак запаса конденсата; БГК — бак грязного конденсата; ВЭ — водяной экономайзер; ВРЧ, НРЧ — верхняя и нижняя радиационные части котла; КПП, ШПП — конвективный и ширмовый пароперегреватели; ПСКШ — подвесные секции конвективной шахты; ЭЖШ — экраны конвективной шахты.



13.3. РАЗВЕРНУТЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ АЭС

Особенности ядерного топлива, используемого на АЭС, отражаются и в структуре РТС электростанции. Выделение тепла в активной зоне реактора продолжается и после прекращения управляемой цепной реакции деления ядер топлива. Поэтому тепловая схема АЭС должна предусматривать возможность надежного и достаточного теплоотвода от активной зоны реактора во всех режимах работы, включая переходные режимы и аварийные ситуации.

РТС вне реакторного контура АЭС (второго контура или контура рабочего тела на двухконтурной АЭС) состоит из тех же основных систем, что и РТС ТЭС с некоторыми отличиями. Отличия заключаются прежде всего в установке дополнительного паросбросного и пароприемного оборудования и трубопроводов, предназначенных для охлаждения реактора и входящих в состав пусковых схем АЭС.

На одноконтурной АЭС, кроме того, имеются дополнительные системы, связанные с уплотнениями турбины, отсосом и переработкой неконденсирующихся радиоактивных и радиолитических газов из регенеративных подогревателей и других емкостей.

Основными составляющими РТС реакторного контура АЭС являются системы циркуляции теплоносителя; подачи и вывода раствора борной кислоты, используемой для регулирования мощности реактора; охлаждения стержней управления и защиты реактора; продувки-подпитки реактора; сбора и переработки организованных протечек, трапных вод и других потоков; компенсации объема теплоносителя; аварийного охлаждения реактора; сбора и переработки газовых сдувок; технического водоснабжения; дезактивации и переработки радиоактивных отходов; баков «грязного» и «чистого» конденсата и др.

На АЭС с водным теплоносителем в настоящее время число ПГ превышает число турбин. Это объясняется тем, что концентрация большой мощности в одном парогенерирующем агрегате ограниченных размеров при конвективном теплообмене представляет большие, часто неразрешимые трудности. Тенденция повышения единичной мощности турбины на АЭС сохранит, по-видимому, в ближайшее время это соотношение.

На АЭС с реактором ВВЭР-440 три ПГ работают на одну турбину. Схема главных паропроводов здесь представляет собой секционную схему с одной переключающей магистралью 4 (рис. 13.6). При закрытии запорных задвижек 3 ПГ подключаются к турбине по блочной схеме. Переключающая магистраль общая для блока (на две турбины К-220-44), но имеет вдвоенные разделительные задвижки с электроприводом для надежного отключения системы паропроводов одной турбины. Переключающая магистраль позволяет подавать пар к турбине от любого из ПГ по любому паропроводу 1. При открытых разделительных задвижках перебор пар может осуществляться по всей переключающей магистрали. Это позволяет обеспечить работу турбин при различных неполадках как в системе ПГ, так и в системе паропроводов.

При блочной схеме общая масса паропроводов и количество арматуры уменьшаются. На АЭС с реактором ВВЭР-1000 два ПГ работают на одну турбину, составляя дубль-блок. Здесь принята блочная схема главных паропроводов (рис. 13.7). Главные паропроводы снабжены минимальным количеством арматуры, обеспечивающим, однако, возможность включения и отключения каждой магистрали автономно, что позволяет турбине работать и на одном ПГ. Прогрев паропроводов

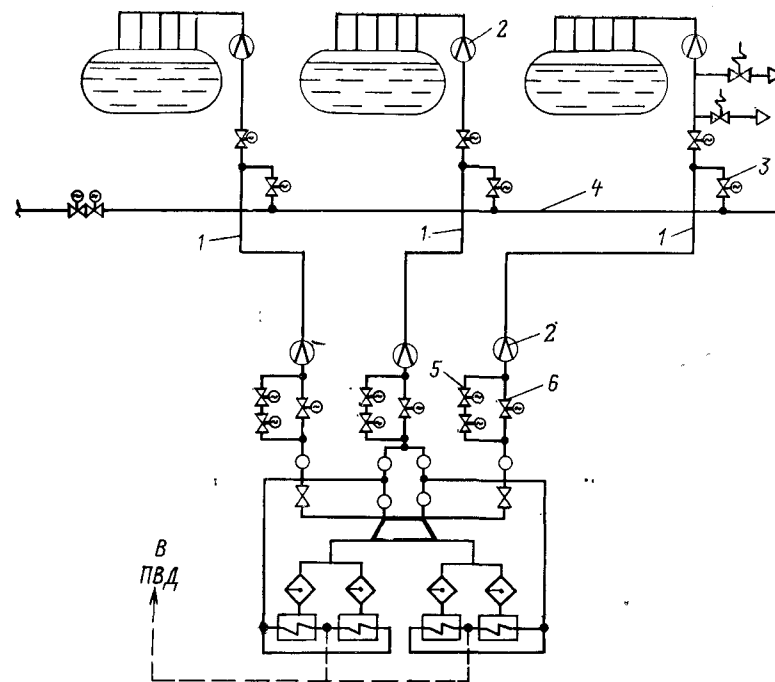


Рис. 13.6. Секционная схема (с переключающей магистралью) главных паропроводов на АЭС с реактором ВВЭР-440.

1 — паропровод острого пара; 2 — измерительное устройство; 3 — запорная задвижка; 4 — переключающая магистраль; 5 — дроссельный клапан; 6 — главная паровая задвижка.

перед пуском турбины выполняется постепенно, для чего по длине паропровода расположены дренажи конденсата и воздушники.

Пусковая схема электростанции разрабатывается и входит в состав РТС как важная составная часть, особенно для блоков с прямоточными ПГ и промежуточным перегревом пара. Если электростанция неблочного исполнения, то пуск ПГ и турбин производится независимо друг от друга. ПГ подключаются к станционному паропроводу по достижении паром номинальных параметров. Турбины включаются в работу подачей пара номинальных параметров из общей паровой магистрали электростанции. Примером такой электростанции является АЭС с реак-

тором ВВЭР-440. Пуск станции указанным методом занимает больше времени, чем станции блочного типа.

Подвод питательной воды к ПГ и отвод пара от них к турбинам на АЭС, так же как на ТЭС, может проводиться по различным схемам — блочной, централизованной и секционной.

Как и к питательной установке в целом, к питательным трубопроводам предъявляют повышенные требования по надежности. При блоч-

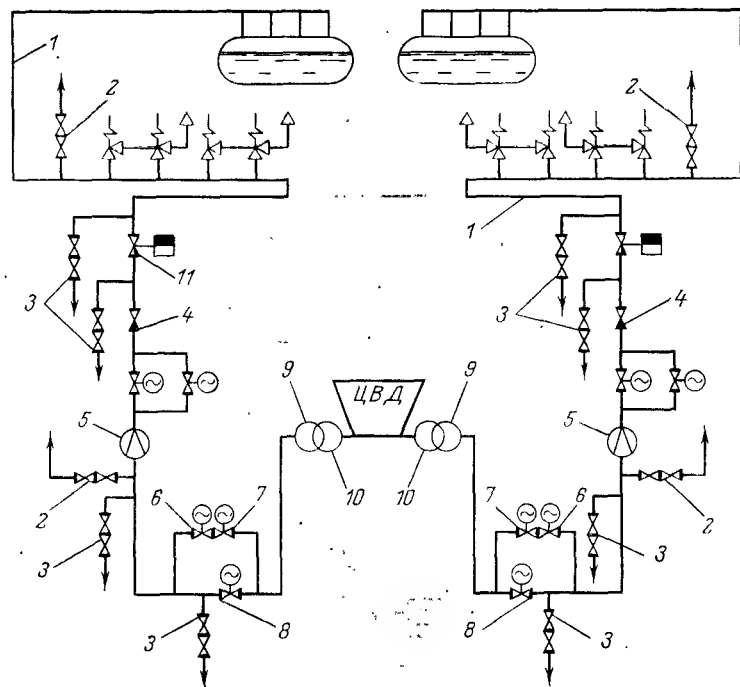


Рис. 13.7. Блочная схема главных паропроводов на АЭС с реактором ВВЭР-1000. 1 — паропровод острого пара; 2 — воздушники; 3 — дренажи; 4 — обратный клапан; 5 — измерительное устройство; 6 — дроссельный клапан; 7 — запорная задвижка; 8 — главная паровая задвижка; 9 — стопорный клапан; 10 — регулирующий клапан; 11 — регулирующий клапан с гидроприводом.

ной структуре электростанции целесообразно применять обычную схему питания ПГ (рис. 13.8, а). В этом случае выполняется одна питательная магистраль 1 (без резерва), на которой размещается минимальное количество арматуры: запорная задвижка с электроприводом и обратный клапан 3. Общий расход питательной воды измеряется устройством 2. Расход питательной воды по корпусам ПГ регулируется клапанами 4.

На электростанции неблочного типа, когда число ПГ больше числа турбин, которые они снабжают паром, применяются секционно-цент-

рализованные схемы питательных трубопроводов. На рис. 13.8, б представлена секционно-централизованная схема питательных магистралей АЭС с реактором ВВЭР-440. Каждый блок АЭС с этим реактором имеет шесть петель с ПГ в каждой петле и две турбины К-220-44. Центральная раздающая питательная магистраль 6 секционирована (две секции), в каждой секции имеется по три ПГ. В этой схеме отступление от блочного принципа сделано только на участке раздачи питательной воды по ПГ. В остальной части питательного тракта — от деаэрационного бака до питательных насосов, от них до ПВД и от ПВД до центральной распределительной магистрали — схема питательных

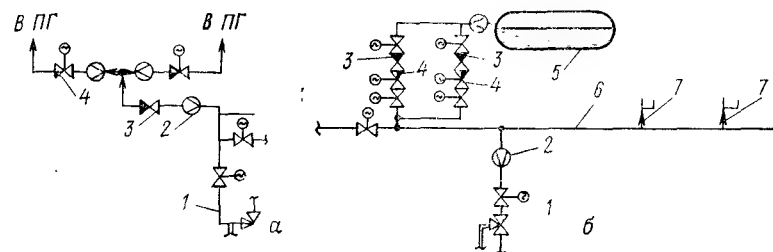


Рис. 13.8. Узлы питания ПГ при блочной схеме (а) и при секционно-централизованной схеме (б).

1 — питательная магистраль после ПВД; 2 — измерительное устройство; 3 — обратный клапан; 4 — регулирующий клапан; 5 — ПГ; 6 — центральная распределительная магистраль; 7 — отводы к ПГ.

трубопроводов выполнена по блочному принципу, что позволяет существенно снизить число установленной арматуры и упростить управление схемой.

Требование высокой надежности узла питания ПГ как в нормальной эксплуатации, так и при аварийном расхолаживании реактора побуждает полностью дублировать индивидуальные линии подвода питательной воды к ПГ с соответствующей установленной на них арматурой: по две (в соответствии с правилами Госгортехнадзора) запорные задвижки с электроприводом на каждой линии, отключающие ПГ, обратные клапаны 3 и регулирующие клапаны 4.

Применение секционно-централизованной схемы питания в данном случае повышает надежность работы электростанции в целом. Такая схема позволяет обеспечить питание всех ПГ и при сниженных нагрузках турбины, что необходимо для обеспечения работы циркуляционных петель реактора. Прекращение подачи питательной воды в парогенераторную установку не только привело бы к отключению циркуляционной петли первого контура, но и к напряженным режимам в процессе остановки оборудования петли.

Схемы включения регенеративных подогревателей, деаэраатора, сетевой подогревательной установки, конденсатных и питательных насосов, а также некоторые другие элементы второго контура РТС

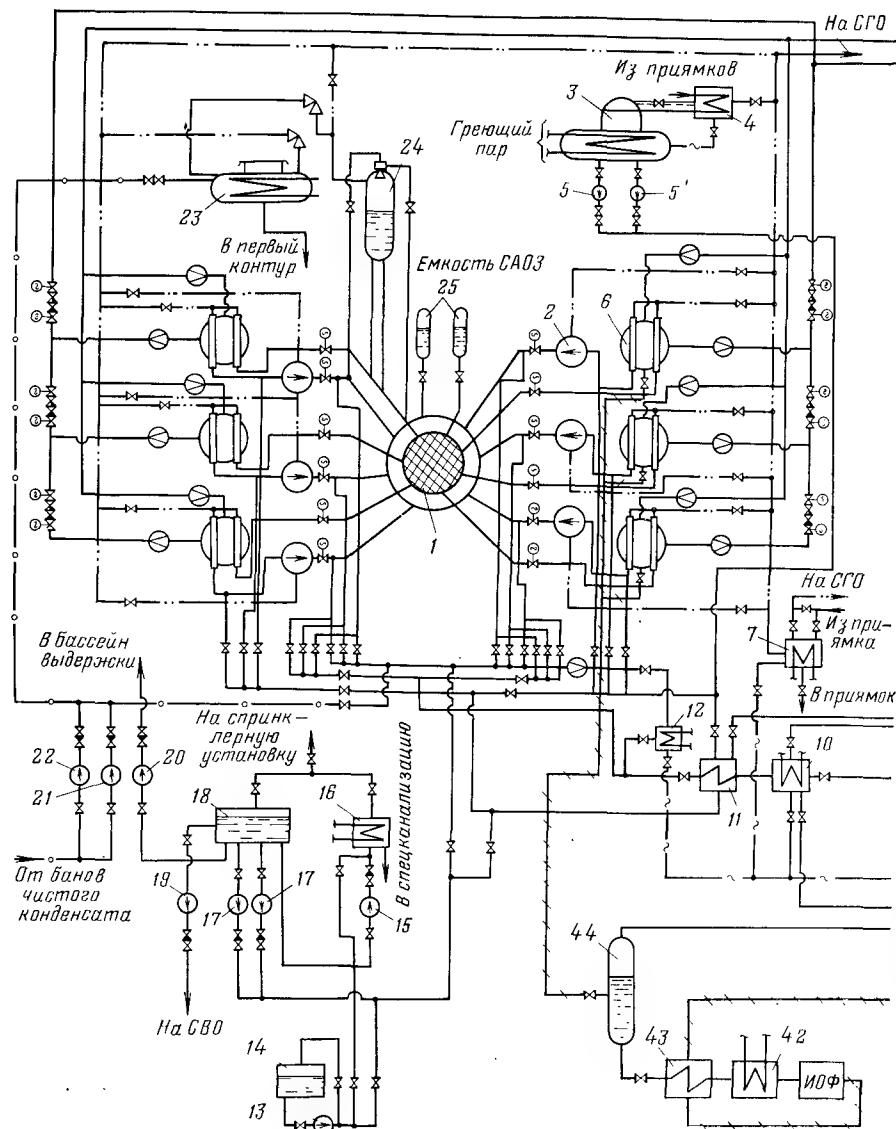
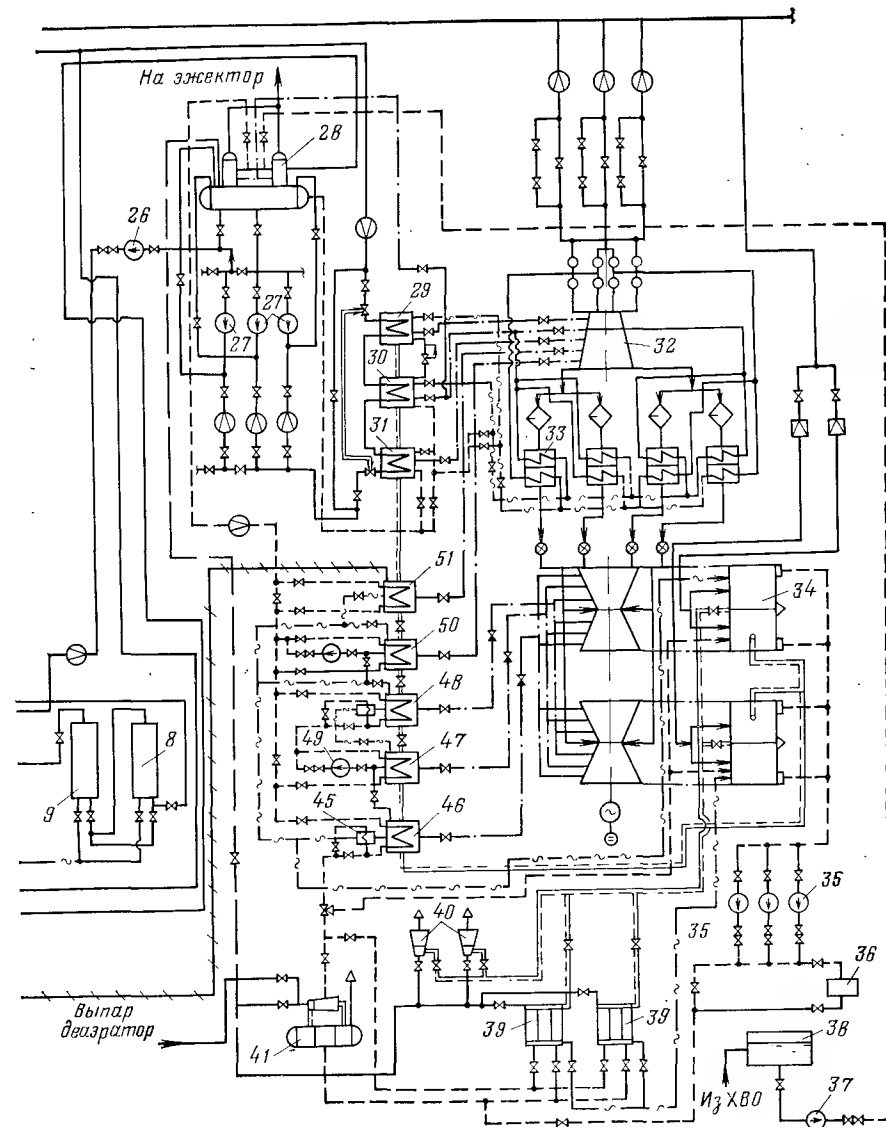


Рис. 13.9. Тепловая схема АЭС

1 — реактор; 2 — ГЦН; 3 — деаэрактор подпитки первого контура; 4 — подогреватель под фильтр; 5 — катионитный фильтр; 6 — доохладитель (продувки); 7 — регенеративный теплообменник разогрева и расхолаживания; 8 — бак раствора спринклерной воды; 9 — насос аварийного ввода бора; 10 — бак аварийного запаса бора; 11 — насос заполнения бассейна выдержки; 12 — насос чистой конденсата; 13 — барботажный бак реактора; 14 — насос разогрева и расхолаживания; 15 — питательный насос; 16 — деаэрактор; 17 — конденсатор; 18 — конденсатный насос; 19 — конденсатор; 20 — насос; 21 — насос; 22 — насос; 23 — насос; 24 — насос; 25 — насос; 26 — насос; 27 — насос; 28 — насос; 29 — насос; 30 — насос; 31 — насос; 32 — насос; 33 — насос; 34 — насос; 35 — насос; 36 — насос; 37 — насос; 38 — насос; 39 — насос; 40 — насос; 41 — насос; 42 — насос; 43 — насос; 44 — насос; 45 — насос; 46 — насос; 47 — насос; 48 — насос; 49 — насос; 50 — насос; 51 — насос.



с реактором ВВЭР-440.

питочной воды; 5 — подпиточные насосы; 6 — ПГ; 7 — охладитель протечек; 8 — анионитный теплообменник внутриконтурной очистки теплоносителя (продувки) первого контура; теплообменник разогрева и расхолаживания; 9 — бак раствора спринклерной воды; 10 — бак аварийного запаса бора; 11 — насос аварийного ввода бора; 12 — бак аварийного запаса бора; 13 — насос заполнения бассейна выдержки; 14 — насос чистой конденсата; 15 — барботажный бак реактора; 16 — насос разогрева и расхолаживания; 17 — питательный насос; 18 — деаэрактор; 19 — конденсатор; 20 — конденсатный насос; 21 — конденсатор; 22 — насос; 23 — насос; 24 — насос; 25 — насос; 26 — насос; 27 — насос; 28 — насос; 29 — насос; 30 — насос; 31 — насос; 32 — насос; 33 — насос; 34 — насос; 35 — насос; 36 — насос; 37 — насос; 38 — насос; 39 — насос; 40 — насос; 41 — насос; 42 — насос; 43 — насос; 44 — насос; 45 — насос; 46 — насос; 47 — насос; 48 — насос; 49 — насос; 50 — насос; 51 — насос.

АЭС не отличаются от описанных выше и не требуют дополнительных пояснений.

На рис. 13.9 представлена развернутая схема двухконтурной АЭС с реактором ВВЭР-440. АЭС состоит из первого (реакторного) контура, в котором циркулирует радиоактивный теплоноситель, и второго контура с нерадиоактивным рабочим телом. На один реактор тепловой мощностью 1375 МВт устанавливаются шесть ПГ производительностью 450 т/ч каждый и две турбины электрической мощностью 220 МВт каждая. Первый контур может быть представлен состоящим из нескольких взаимосвязанных систем: главный циркуляционный контур, компенсация температурных изменений объема теплоносителя, очистка контурной воды и подача подпиточной воды, технологические сдувки, аварийное охлаждение активной зоны и снижение давления в герметичных помещениях, системы перегрузки, выдержки и хранения топлива и др.

Главный циркуляционный контур включает в себя водо-водяной энергетический реактор 1 и шесть петель принудительной циркуляции теплоносителя. Каждая циркуляционная петля состоит из ПГ 6 горизонтального типа, главного циркуляционного насоса 2 с подачей 7100 м³/ч, двух главных задвижек и трубопроводов диаметром 560 × 34 мм, а также дренажей и воздушников. Главные задвижки разделяют циркуляционный контур на неотключаемую (от реактора до задвижки) и отключаемую (от задвижки до ПГ) части. В состав системы компенсации температурных изменений объема теплоносителя входит паровой компенсатор объема 24, соединенный трубопроводами подачи теплоносителя и перелива с «горячей» магистралью главного циркуляционного трубопровода и трубопроводом впрыска с «холодной» магистралью главного циркуляционного трубопровода. При чрезмерном повышении давления в компенсаторе объема осуществляется сброс теплоносителя через систему предохранительных клапанов в барботер 23. Компенсатор объема подключается к неотключаемой части циркуляционной петли первого контура, благодаря чему выполняет свои функции независимо от числа работающих петель.

Назначением системы очистки контурной воды и подачи подпиточной воды в первый контур является поддержание качества теплоносителя, заданного нормами. Для этого осуществляется вывод части теплоносителя из отключаемой части каждой циркуляционной петли (продувка) для очистки на ионообменных фильтрах высокого давления 8 и 9 с предварительным его охлаждением в регенеративном теплообменнике 11 и доохладителе 10 и возврат в циркуляционный контур после очистки. Фильтры внутриконтурной очистки теплоносителя общие для всех циркуляционных петель. Организованные протечки первого контура из прямиков организованных протечек через ионообменные фильтры низкого давления поступают в деаэратор подпитки 3 с охладителем выпара 4, откуда центробежными насосами 5 подаются в главный циркуляционный контур на всас главного циркуляционного насоса (подпитка). Система продувки-подпитки используется и в режиме борного регулирования нейтронной мощности. При необходимости повышения концентрации борной кислоты в активной зоне реак-

тора концентрированный раствор борной кислоты подается в деаэратор подпитки, а оттуда — в первый контур.

Система технологических сдувок предназначена для отвода радиоактивных и радиолитических газов. При делении ядерного топлива в качестве продуктов деления возникают инертные радиоактивные газы (ксенон, криптон), радиоактивный йод и др., часть которых через неплотности оболочек твэлов поступает в теплоноситель. В водном теплоносителе в результате радиолиза воды появляются радиолитические кислород и водород. Перечисленные газы выделяются в верхних точках оборудования первого контура (главных циркуляционных насосах, коллекторах ПГ, компенсаторе объема) на рабочих параметрах и тем более по мере снижения температуры и давления теплоносителя при выводе его из контура (в баках «грязного» конденсата, в прямках организованных протечек, в деаэраторе подпитки, в теплообменниках и т. д.). Радиоактивные и радиолитические газы с помощью системы технологических сдувок разбавляются азотом, выводятся из систем первого контура и направляются в систему спецгазоочистки (СГО) для переработки перед выбросом за пределы АЭС. В системе технологических сдувок предусматривается также «дожигание» водорода с целью избежать образования взрывоопасных смесей.

Системы аварийного охлаждения активной зоны и снижения давления в герметичных помещениях рассмотрены в гл. 23.

Второй, нерадиоактивный контур также может быть представлен состоящим из нескольких взаимосвязанных систем: турбинная установка, деаэрационно-питательная установка, паропроводы высокого и низкого давления и конденсатно-питательный тракт, продувка ПГ, расхолаживание первого контура и др.

В состав турбинной установки входят паровая турбина, конденсаторы 34 с конденсатными насосами 35 и эжекторами 39, 40, 41, регенеративные подогреватели высокого 29—31 и низкого 46—51 давления с охладителями дренажей 45, дренажными насосами 49 и промежуточные сепараторы-пароперегреватели 33.

Деаэрационно-питательная установка состоит из деаэратора 28, группы питательных электронасосов 27 (куда входят основные и аварийные питательные насосы) и трубопроводов. Для обеспечения надежного питания парогенераторной установки во всех режимах основные питательные магистрали имеют соединения с параллельно работающими блоками.

Система продувки ПГ включает в себя расширитель непрерывной продувки 44, регенеративный теплообменник 43 и доохладитель продувочной воды 42, ионообменные фильтры, а также емкости для слива воды ПГ и создания ее запаса.

Система расхолаживания первого контура обеспечивает отвод тепла от реакторного контура через ПГ. Работа системы обеспечивается быстродействующими редуцированными установками и насосами расхолаживания.

ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

14.1. ТРУБОПРОВОДЫ

Соединение основного и вспомогательного оборудования электростанции в определенной технологической последовательности осуществляется с помощью *трубопроводов*. Трубопроводы служат для транспортировки теплоносителя, рабочего тела, топлива, масла, воздуха и т. д. Заданный эксплуатационный режим работы электростанции реализуется с помощью арматуры. В системе трубопроводов электростанции различают главные и вспомогательные трубопроводы.

К главным трубопроводам относятся те, которые являются составной частью основной технологической схемы электростанции: паропроводы от котлов и ПГ к турбинам, трубопроводы пара промежуточного перегрева, основного потока конденсата и питательной воды, основного потока теплоносителя на АЭС.

Вспомогательные трубопроводы обеспечивают надежную работу всего оборудования электростанции в стационарных и переходных режимах. К вспомогательным относятся трубопроводы сливные, подпиточной воды, дренажные, растопочные и т. п.

Надежность и экономичность работы электростанции в значительной степени зависят от надежной работы системы трубопроводов. Суммарная масса трубопроводов составляет ~ 8% общей массы тепломеханического оборудования для КЭС и ~ 12% для ТЭЦ. Стоимость трубопроводов составляет ~ 15% стоимости оборудования электростанции и столько же трудозатрат (а для АЭС и ТЭЦ и более) требуется для их монтажа.

Согласно правилам Госгортехнадзора трубопроводы ТЭС подразделяются на четыре категории (табл. 14.1).

Таблица 14.1. Категории трубопроводов электростанции

Категория трубопровода	Среда	Рабочие параметры среды	
		Температура, °С	Давление, р, МПа
1	Перегретый пар	$t > 580$ $540 < t \leq 580$ $450 < t \leq 540$	Не ограничено То же » »
2	Горячая вода, насыщенный пар Перегретый пар	$t < 450$ $t > 115$ $350 < t \leq 450$	$> 3,9$ $> 8,0$ $\leq 3,9$
3	Горячая вода, насыщенный пар Перегретый пар	$t \leq 350$ $t > 115$ $250 < t \leq 350$	$2,2 < p \leq 3,9$ $3,9 < p \leq 8,0$ $\leq 2,2$
4	Горячая вода, насыщенный пар Перегретый и насыщенный пар Горячая вода	$t \leq 250$ $t > 115$ $115 < t \leq 250$ $t > 115$	$1,6 < p \leq 2,2$ $1,6 < p \leq 3,9$ $0,07 < p \leq 1,6$ $\leq 1,6$

Номенклатура материалов, которыми пользуются для изготовления трубопроводов, регламентирована Госгортехнадзором. Материалами трубопроводов вне реакторных контуров АЭС с водным теплоносителем в соответствии с их рабочими параметрами являются стали перлитного класса (углеродистые или низколегированные). Однако к этим трубопроводам предъявляют повышенные требования по плотности и качеству соединений, так как ремонт их (особенно на одноконтурных АЭС, учитывая возможность радиоактивных отложений) связан с дополнительными трудностями. Основной способ соединения трубопроводов — сварка.

Трубопроводы первого (реакторного) контура изготавливаются из сталей высокой коррозионной стойкости аустенитного класса типа хромоникелевой 08X18H10T или из сталей перлитного класса с покрытием внутренней поверхности указанной выше сталью (методом плакировки или наплавки). Если позволяют параметры водного теплоносителя, эти трубопроводы могут быть изготовлены из перлитных сталей. Применение нержавеющей сталей или покрытий обусловлено необходимостью поддержания низких концентраций продуктов коррозии в реакторной воде для предотвращения образования опасных отложений в активной зоне реактора и, в частности, на твэлах. Однако использование нержавеющей сталей повышает капитальные затраты на строительство АЭС и усложняет ее эксплуатацию (повышенная активация оборудования, склонность к коррозионному растрескиванию и др.). Изготовление биметаллических трубопроводов представляет собой сложную технологическую операцию, что также повышает первоначальную стоимость АЭС. Поэтому создание возможности применения в реакторных контурах АЭС сталей перлитного класса является актуальной задачей развития ядерной энергетики. Решениями этой задачи являются разработка методов повышения коррозионной стойкости перлитных сталей и методов эффективной и экономичной очистки контурной воды.

К выбору материалов трубопроводов, к их контролю в процессе изготовления и эксплуатации предъявляются повышенные требования.

Например, разрыв экранной трубы парового котла может не вызвать серьезной аварийной ситуации, связанной с крайней опасностью для обслуживающего персонала, поскольку истечение рабочего тела будет происходить в топочный объем, отделенный от обслуживаемых помещений обмуровкой и обшивкой. При разрыве или нарушении плотности трубопровода (например, паропровода), транспортирующего среду с высокими давлением и температурой, истечение будет происходить непосредственно в обслуживаемые помещения, создавая острую аварийную ситуацию.

Надежность металла трубопровода главного циркуляционного контура ВВЭР определяет общую безопасность АЭС, так как при разрыве этого трубопровода и истечении основной массы теплоносителя в помещения АЭС создается угроза перегрева оболочек твэлов (вследствие прекращения организованного теплоотвода) вплоть до потери ими плотности и выхода топлива. Мероприятия по обеспечению безопасности предусматривают предотвращение такого разрыва и локализацию аварии в случае разрыва. Из этих соображений на ВВЭР количество вспомогательных трубопроводов, подключенных к неотключаемой

части контура или к корпусу реактора, ограничено необходимым минимумом, а все трубопроводы диаметром больше 50 мм, подключенные к первому контуру, оборудованы сужающими устройствами (типа трубок Вентури), которые уменьшают истечение теплоносителя в случае разрыва трубопроводов.

При проектировании электростанции большое внимание уделяется трассировке и взаимосвязи трубопроводов. Схема не должна допускать повреждения трубопроводов низкого давления при наличии их соединений с трубопроводами высокого давления. Компактность расположения оборудования и снижение стоимости здания достигаются заменой нормализованных гибов ($R_{отн} = 3,7 \div 5,5$) крутоизогнутыми отводами ($R_{отн} = 1,5 \div 2,0$).

Проектирование, изготовление и монтаж трубопроводов современных ТЭС на любые параметры проводятся на основе стандартизованных элементов. Их типоразмеры определяются соответствующими ГОСТ, межведомственными и заводскими нормами.

Трубопроводы второго контура двухконтурных АЭС и вне реакторного контура одноконтурных АЭС с водным теплоносителем работают в настоящее время при относительно невысоких параметрах. Максимальное давление насыщенного пара составляет 6,5—7,0 МПа на АЭС с водо-водяными и кипящими реакторами (типов ВВЭР и РБМК). Наиболее высокие параметры пара имеют место на Белоярской АЭС с ядерным перегревом пара: перед трубиной $p_0 \approx 8,8$ МПа, $t_0 = 510^\circ \text{C}$.

На АЭС с жидкометаллическим и газовым теплоносителями, которые появятся в ближайшем будущем, параметры пара достигнут максимальных значений современных ТЭС.

Диаметр трубопровода на электростанции с органическим топливом и во вне реакторной части АЭС выбирается на основе технико-экономического анализа. При заданных параметрах пара, мощности блока и числе ниток трубопровода уменьшение диаметра труб снижает его массу. Однако скорость среды возрастает и увеличивается потеря давления. Для паропровода острого пара, например, это означает необходимость увеличения мощности питательного насоса, а для паропровода промежуточного перегрева — снижение давления и недовыработку электроэнергии в ЦСД и ЦНД турбины.

Для предварительной оценки, исходя из опыта проектирования и эксплуатации, скорость движения среды в трубопроводах различного назначения можно принимать согласно табл. 14.2.

Диаметр трубопровода главного циркуляционного контура на АЭС определяется на основе технико-экономических и инженерных расчетов. При заданной тепловой мощности петли диаметр трубопровода определяется скоростью среды. Чем меньше скорость, тем меньше гидравлическое сопротивление и затраты энергии на перекачку теплоносителя, но требуется трубопровод большего диаметра и, следовательно, возрастает его стоимость.

При обосновании выбора скорости теплоносителя и диаметра трубопровода главного реакторного контура следует учитывать и дополнительные факторы — эрозию конструкционных материалов, вибрацию конструкций и т. п.

Таблица 14.2. Скорость движения среды в трубопроводах [30]

Назначение трубопровода и среда	Скорость движения среды, м/с	Назначение трубопровода и среда	Скорость движения среды, м/с
Паропроводы перегретого пара к турбинам:	40—50	Водяные магистрали напорные:	2,5—4,0
высокого и сверхкритического давления		питательной воды	2—3
среднего давления	60—70	конденсата, сырой воды	
промежуточного перегрева	35—50	всасывающие	0,6—1,5
Паропроводы:		сливные, переливные	1—2
низкого давления	40—70	Газо- и воздухопроводы	10—20
насыщенного пара	20—40	Масло- и мазутопроводы	1—2
пар к РОУ, БРОУ	60—90	Гидрозолаудаление	1,5—2,5

Исходя из опыта проектирования и эксплуатации АЭС, для предварительной оценки скорости теплоносителя можно использовать данные табл. 14.3 [59].

Таблица 14.3. Скорость теплоносителей в циркуляционном трубопроводе АЭС

Вид теплоносителя	Конструкционный материал трубопровода	Скорость теплоносителя, м/с
Вода под давлением	Углеродистая сталь	2—4
Вода под давлением	Аустенитная сталь	8—12
Тяжелая вода	То же	8—12
Пароводяная смесь	» »	10—15

В табл. 14.4 приведены характеристики применяемых в настоящее время главных трубопроводов на блоках тепловых электростанций мощностью 300 и 500 МВт.

Таблица 14.4. Характеристики главных трубопроводов ТЭС

Наименование трубопровода	Мощность блока					
	300 МВт			500 МВт		
	Число параллельных линий	Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Материал (марка стали)	Число параллельных линий	Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Материал (марка стали)
Острого пара	2	325×60	15X1M1Ф	2	377×60	15X1M1Ф
Промежуточного перегрева от котла к турбине	2	630×25	15X1M1Ф	2	720×22	15X1M1Ф
Промежуточного перегрева от турбины к котлу	2	465×16	С: 20	2	630×17	16ГС
Питательной воды	2	377×45	15ГС	2	377×45	15ГС

Увеличение диаметра паропровода промежуточного перегрева от котла к турбине («горячего» промежуточного перегрева) по сравнению с паропроводом острого пара вызвано возрастанием удельного объема пара при сохранении примерно той же скорости в трубопроводах (давление пара промежуточного перегрева ниже давления острого пара, а температура обоих потоков пара одинакова). Поток пара промежуточного перегрева от турбины к паровому котлу («холодного» промежуточного перегрева) имеет не только пониженное давление, но и более низкую температуру. Это позволяет использовать для изготовления паропровода простую углеродистую сталь марки 20 на блоках мощностью 300 МВт вместо легированной стали 15Х1М1Ф. Высокое давление воды в питательной магистрали, так же как и в паропроводах острого пара, предопределяет необходимость применения толстостенных трубопроводов.

В табл. 14.5 даны основные характеристики главных трубопроводов АЭС с реакторами ВВЭР-440, ВВЭР-1000 и РБМК-1000.

Таблица 14.5. Характеристики главных трубопроводов АЭС

Наименование трубопровода	Реактор					
	ВВЭР-440		ВВЭР-1000		РБМК-1000	
	Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Материал (марка стали)	Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Материал (марка стали)	Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Материал (марка стали)
Главный циркуляционный контур	564×34	08Х18Н10Т	990×70	Перлитная сталь с наплавкой аустенитной стали	325×16 76×4	08Х18Н10Т
Острого пара	465×16 426×14	Ст. 20	630×25	16ГС	426×24	Ст. 20
Питательной воды	426×24 273×16	Ст. 20	530×28	15ГС	426×24	Ст. 20

Как видно из таблицы, относительно низкие параметры острого пара на АЭС с водным теплоносителем и турбинами насыщенного пара позволяют использовать для изготовления главных паропроводов углеродистые и перлитные стали. Параметры теплоносителя на этих АЭС также невысоки, однако из соображений коррозионной стойкости для изготовления главных циркуляционных трубопроводов применяют стали аустенитного класса или перлитные стали с аустенитной наплавкой.

Длина трубопроводов должна быть минимальной, так как при этом снижаются затраты на их изготовление и монтаж (особенно ощутимо на главных паропроводах), потери тепла, гидравлическое сопротивление, уменьшаются объемы зданий. При сокращении длины циркуляционного трубопровода реакторного контура уменьшается количество теплоносителя (весьма существенно это обстоятельство при дорогостоящем теплоносителе, например, D₂O), уменьшается потенциальная

опасность (в случае разрыва трубопровода), облегчается компенсация изменений объема теплоносителя.

Прокладка трубопроводов осуществляется в соответствии с правилами Госгортехнадзора. Основным методом соединения элементов трубопроводов на электростанциях является сварка. Применение фланцевых соединений допускается только при соединении трубопровода с арматурой или оборудованием, имеющим фланцы. Разъемы диаметром более 300 мм оборудуются на АЭС сигнализаторами протечек, так как неплотности недопустимы и должны быть устранены.

Качество сварных соединений контролируется визуально, ультразвуковой дефектоскопией, просвечиванием рентгеновским и гамма-излучением, механическими испытаниями и металлографическим исследованием металла сварного шва, гидравлическим испытанием, а также и другими методами (стилоскопированием, замерами твердости, травлением, цветной дефектоскопией и т. п.). Объем контроля определяется категорией трубопровода, его материалом, методом сварки и другими характеристиками.

Горизонтальные участки паропроводов должны быть смонтированы с уклоном не менее 0,002 на ТЭС и 0,004 на АЭС. Все трубопроводы должны быть снабжены в нижних точках устройствами для дренажа, а при необходимости — воздушниками в верхних точках.

Крепление трубопроводов к металлоконструкциям и строительным конструкциям зданий осуществляется с помощью опор или подвесок, которые должны быть рассчитаны на вертикальную нагрузку от веса трубопровода (заполненного транспортируемой средой и покрытого изоляцией), а также на усилия от температурного расширения трубопроводов. Неподвижные опоры располагают с учетом возможности самокомпенсации трубопроводов и рассчитывают на максимальные усилия, которые могут возникнуть при самом неблагоприятном сочетании нагрузок.

Компенсация температурных удлинений трубопроводов может происходить за счет перемещения подвижных опор на оборудовании, к которому подключен трубопровод, гибов самого трубопровода (самокомпенсация) или установки компенсаторов. При прогреве паропроводов и главных циркуляционных трубопроводов на АЭС необходим строгий контроль скорости изменения температуры металла трубопроводов, направления и размера тепловых перемещений трубопровода. На АЭС особое внимание уделяют организации тепловых удлинений главных циркуляционных трубопроводов. В связи с этим обеспечивается полная свобода их перемещения, контролируется исправность подвижных опор главных циркуляционных насосов и ПГ, наличие зазоров между изоляцией трубопроводов и неподвижными конструкциями в узлах прохода через биологическую защиту и т. д.

Компенсатор температурных удлинений может быть образован из нормализованных гибов труб такого же диаметра, что и прямые участки трубопровода. Такие компенсаторы могут быть П-образными, Ω-образными или другой формы из крутоизогнутых отводов. Их размеры стандартизованы в зависимости от диаметра трубопровода и параметров среды.

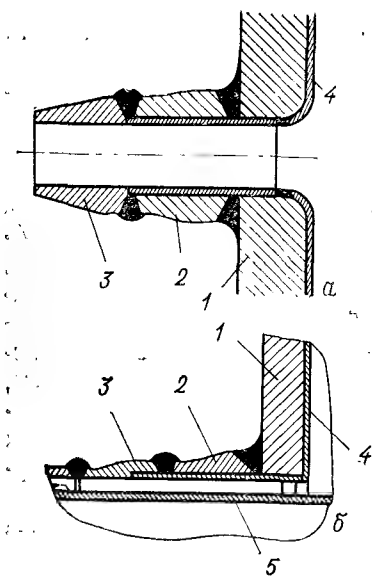


Рис. 14.1. Конструкционное оформление узлов подвода теплоносителя при высокой температуре (а) и при низкой температуре (б) к корпусу реактора с внутренним покрытием коррозионно-стойким материалом.

1 — корпус; 2 — патрубок; 3 — штуцер или участок трубопровода из нержавеющей стали; 4 — коррозионно-стойкое покрытие; 5 — защитная рубашка.

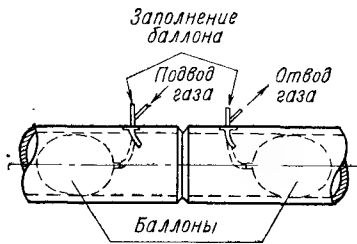
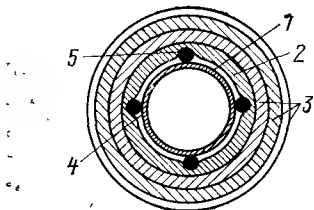


Рис. 14.2. Схема выполнения сварки в защитной атмосфере при ремонте трубопроводов из нержавеющей стали на АЭС.



При самокомпенсации трубопроводов следует провести расчет их на прочность (см. § 14.2).

Особенности конструкции имеют трубопроводы АЭС. На рис. 14.1 представлены примеры конструктивного оформления узлов сварки трубопроводов из нержавеющей стали с корпусом реактора из стали перлитного класса с нержавеющей покрытием.

Большие трудности вызывает ремонт трубопроводов АЭС в связи с их радиоактивностью и высокими требованиями к качеству сварки. При сварке трубопроводов из нержавеющей стали или приварке к ним штуцеров из этой стали для обеспечения высокого качества корневой шов и два первых прохода производят в среде защитных газов. Создать такую среду на трубопроводе в сборе позволяет, например, способ [81], схема применения которого изображена на рис. 14.2. Для ограничения полости, заполняемой защитным газом (аргоном), используют резиновые баллоны, покрытые нейлоном. После сварки баллоны удаляют через штуцера диаметром 10—15 мм.

Трубопроводы АЭС с жидкотеплоносителем оборудованы системой фиксации утечки теплоносителя, системой электрообогрева, которая необходима при пуске и остановке АЭС, и имеют сложную систему теплоизоляции (рис. 14.3).

Все элементы трубопроводов, с которыми возможен контакт обслуживающего персонала, при температуре наружной поверхности более 45° С должны иметь тепловую изоля-

Рис. 14.3. Сечение трубопровода с электрообогревом на АЭС с жидкотеплоносителем.

1 — трубопровод; 2 — высокотемпературная изоляция; 3 — изоляционные слои; 4 — система фиксации протечек; 5 — нагревательный элемент.

цию, на наружной поверхности которой температура не должна быть выше 45° С. В местах сварки и в точках контроля металла на ползучесть трубопроводы первой категории должны иметь съемные участки изоляции.

Трубопроводы электростанции в зависимости от транспортируемой среды окрашивают в различные цвета. Краска с соответствующими цветными кольцами наносится по всей длине трубопровода (табл. 14.6).

Таблица 14.6. Внешнее оформление трубопроводов [41]

Транспортируемая среда	Условное обозначение	Окраска	
		основная	кольца
Перегретый пар ($p > 14,0$ МПа)	П. П. с. в. д.	Обшивка листовым металлом	Красный
Перегретый пар ($14,0 > p > 3,9$ МПа)	П. П. в. д.	Красный	Черный
Перегретый пар	П. П. с. д.	Красный	Без колец
Пар промежуточного перегрева	П. Пр.	Красный	Голубой
Насыщенный пар	П. Н.	Красный	Желтый
Отборный пар и пар противодавления	П. О.	Красный	Зеленый
Конденсат	В. К.	Зеленый	Синий
Питательная вода	В. П.	Зеленый	Без колец
Химически очищенная вода	В. Х.	Зеленый	Белый
Дренаж и продувка	В. Д.	Зеленый	Красный
Техническая вода	В. Т.	Черный	Без колец
Пожарный водопровод	В. Пож.	Оранжевый	Без колец
Вода теплофикационной сети:			
прямой	П. С.	Зеленый	Желтый
обратной	О. С.	Зеленый	Коричневый

Если трубопровод имеет металлическую обшивку поверх изоляции (листами алюминия, оцинкованного железа или другими коррозионно-стойкими материалами), то ограничиваются нанесением цветных колец и условных обозначений. Условные обозначения содержат номер магистрали (римскими цифрами), стрелки по направлению движения среды, буквенные обозначения агрегатов и номер агрегатов (арабскими цифрами).

14.2. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ НА САМОКОМПЕНСАЦИЮ

Каждый участок трубопровода, расположенный между двумя неподвижными опорами, должен быть рассчитан на самокомпенсацию (внутреннюю компенсацию) перемещений, возникающих в результате температурных удлинений металла трубопровода, перемещения его опор и монтажных растягов. Эти изменения длины компенсируются гибкостью трубопровода, вызывая в нем соответствующие напряжения. Содержанием расчета на самокомпенсацию трубопровода является вычисление этих напряжений, сопоставление их с допускаемыми напряжениями для данного металла в соответствующих условиях его экс-

платации и разработка на основании этого конструктивных решений [18].

По четвертой (энергетической) теории прочности приведенное напряжение (совокупность действующих напряжений) в обозначениях рис. 14.4 равно

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_2 \sigma_3 - \sigma_1 \sigma_3 + 3\tau^2}, \quad (14.1)$$

где σ_1 , σ_2 и σ_3 — нормальные напряжения; τ — касательные напряжения, вызванные только крутящим моментом.

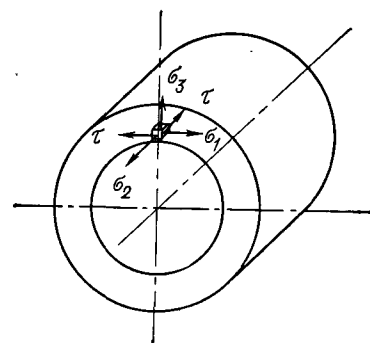


Рис. 14.4. Составляющие напряжений при расчете трубопровода на самокомпенсацию.

Нормальные напряжения σ_1 и σ_2 отражают действие внутреннего давления в трубопроводе и изгибающего момента и определяются по зависимостям

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{p(D_H - 2\delta)}{2\delta}; \\ \sigma_2 &= \frac{p(D_H - 2\delta)^2}{4\delta(D_H - \delta)} + \frac{M_H D_H}{2I} m_2. \end{aligned} \right\} \quad (14.2)$$

Здесь D_H — наружный диаметр трубы, см; p — внутреннее давление среды, кгс/см²; δ — толщина трубы, см; I — осевой момент инерции поперечного сечения трубы:

$$I = \frac{\pi D_H^4}{64} \left[1 - \left(\frac{D_H - 2\delta}{D_H} \right)^4 \right];$$

M_H — изгибающий момент; m_2 — коэффициент, учитывающий изменение наибольшего продольного напряжения на изгиб в изогнутой трубе по сравнению с прямой (для прямой трубы $m_2 = 1$).

Нормальное напряжение σ_3 учитывает действие только внутреннего давления, а касательные напряжения τ — только крутящего момента:

$$\sigma_3 = -p/2; \quad \tau = M_K D_H / 4I. \quad (14.3)$$

Как видно из формул (14.2) и (14.3), для определения приведенного напряжения необходимо располагать значениями изгибающего M_H и крутящего M_K моментов. Собственно, их расчет и составляет основные трудности при расчете трубопровода на самокомпенсацию.

Рассмотрим простой пространственный трубопровод или его участок между двумя неподвижными опорами (рис. 14.5, а). Один конец трубопровода поместим в начало координат. При отсутствии заделки, например, в начале трубопровода повышение его температуры привело бы к перемещению этого конца трубопровода. При наличии заделки и соответственно отсутствию перемещений в металле трубопровода

возникают напряжения. Заменим жесткую заделку этого конца произвольно направленным реактивным усилием R и реактивным моментом M , которые в силовом отношении эквивалентны заделке (см. рис. 14.5, б), т. е. они возвращают трубопровод в место заделки, следовательно, направлены противоположно перемещениям.

В любой точке трубопровода A будут действовать момент M и момент силы R относительно точки A , равный векторному произведению $M_R = R \times r$. Суммарный момент в точке A будет равен их векторной сумме:

$$M_r = M + M_R = M + R \times r.$$

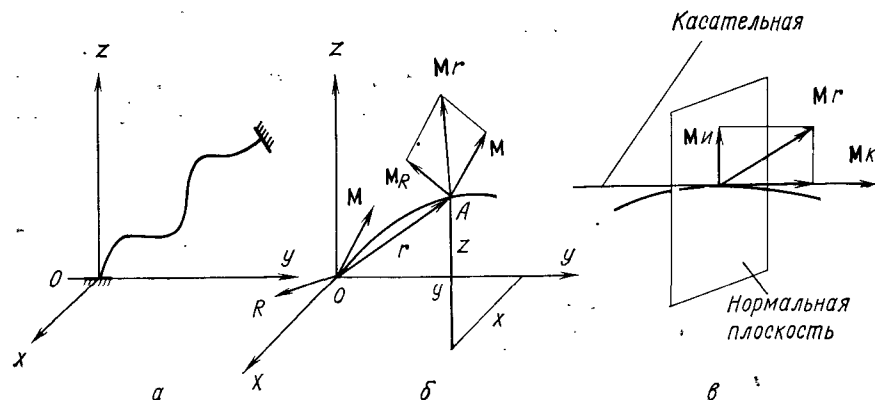


Рис. 14.5. Простой пространственный трубопровод (а), суммарный вектор M_r момента, действующего в точке A трубопровода (б), и разложение вектора суммарного момента на крутящую и изгибающую составляющие (в).

Суммарный момент M_r для расчета надо разложить на крутящую M_K и изгибающую M_H составляющие. Известно, что вектор крутящего момента M_K направлен по касательной к осевой линии трубопровода, а изгибающего M_H — перпендикулярно ей (см. рис. 14.5, в). Таким образом,

$$M_r = M_H + M_K,$$

а их модули находятся в такой связи:

$$M_r^2 = M_H^2 + M_K^2. \quad (14.4)$$

Разложение суммарного момента M_r на изгибающую M_H и крутящую M_K составляющие представляет собой весьма трудоемкую операцию. Поэтому чаще в расчетах трубопроводов пользуются приближенным методом, позволяющим ограничиться определением только суммарного момента M_r .

Для относительно толстостенных трубопроводов, которые используются на современных ТЭС и АЭС, и для новых технологических процессов гибки труб, при которых стремятся получить криволинейный участок равнопрочным прямой трубе, можно принять $m_2 = 1,0$. В этом случае приведенные напряжения в прямой и гнутой трубах будут одинаковыми.

Выражение (14.1) преобразуется следующим образом. В формуле (14.2) для нормального напряжения σ_2 обозначают составляющую напряжения от внутреннего давления

$$p (D_n - 2\delta)^2 / 4\delta (D_n - \delta) = \sigma_{2p}, \quad (14.5)$$

а составляющую от действия изгибающего момента $M_n D_n / 2I$ обозначают σ_{2n} .

Тогда выражение (14.1) можно записать в виде

$$\begin{aligned} \sigma_{np}^2 &= \sigma_1^2 + (\sigma_{2p} + \sigma_{2n})^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 (\sigma_{2p} + \sigma_{2n}) - \sigma_1 \sigma_3 - \sigma_3 (\sigma_{2p} + \sigma_{2n}) + \\ &+ 3\tau^2 = \sigma_1^2 + \sigma_{2p}^2 + \sigma_{2n}^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_{2p} \sigma_{2n} - \sigma_1 \sigma_{2p} - \sigma_1 \sigma_{2n} - \sigma_1 \sigma_3 - \\ &- \sigma_3 \sigma_{2p} - \sigma_3 \sigma_{2n} + 3\tau^2. \end{aligned}$$

Обозначим σ^2 следующую комбинацию: $\sigma^2 = \sigma_{2n}^2 + 3\tau^2$. Величину σ можно определить по четвертой (энергетической) теории прочности при совместном действии изгиба и кручения

$$\sigma = D_n \sqrt{M_n^2 + 0,75 M_k^2} / 2I.$$

Если заменить под корнем 0,75 на 1,0 (с отклонением в сторону увеличения запаса прочности), то σ можно вычислять по формуле

$$\sigma = D_n \sqrt{M_n^2 + M_k^2} / 2I,$$

или, учитывая (14.4), по формуле

$$\sigma = M_r D_n / 2I, \quad (14.6)$$

что позволяет избежать разложения M_r на M_n и M_k . Возможно и дополнительное упрощение: поскольку $\sigma_1 \approx 2\sigma_{2p}$, то

$$2\sigma_{2p}\sigma_{2n} - \sigma_1\sigma_{2n} = 0.$$

Итоговой формулой для расчета общего приведенного напряжения в прямых и гнутых трубах при $m_2 = 1$ является следующая:

$$\sigma_{np}^0 = \sqrt{\sigma^2 + \sigma_1^2 + \sigma_{2p}^2 + \sigma_3^2 - \sigma\sigma_3 - \sigma_1\sigma_{2p} - \sigma_{2p}\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3}, \quad (14.7)$$

все составляющие которой известны из формул (14.2), (14.3), (14.5), (14.6).

При изгибе гнутой трубы ее поперечное сечение становится эллиптическим и появляются поперечные (тангенциальные) местные напряжения изгиба. В наиболее напряженном сечении криволинейного участка трубопровода следует рассчитать значение местного приведенного напряжения. Пользуясь приближенным методом, это значение можно получить по следующей формуле:

$$\sigma_{np}^m = \sqrt{\sigma^2 (1 + m_1 + m_1^2) + 3\sigma_{2p} (\sigma m_1 + \sigma_{2p})}, \quad (14.8)$$

где m_1 — коэффициент, определяющий поперечное напряжение изгиба; для труб с геометрическим коэффициентом $\lambda \geq 0,3$ он рассчитывается по формуле $m_1 = 18\lambda / (1 + 12\lambda^2)$.

Геометрический коэффициент $\lambda = 4\delta\rho / (D_n - \delta)^2$, где D_n — наружный диаметр трубы, мм; δ — толщина трубы, мм; ρ — радиус кривизны трубы, мм; обычно принимают $\rho \geq 3,5 D_n$. Однако при совре-

менных методах гибки труб с нагревом токами повышенной частоты радиус кривизны может приниматься меньшим [до (1,5—2,0) D_n].

Как видно из выражений (14.7) и (14.8), для расчета приведенных напряжений требуется знать значения только четырех напряжений: σ (14.6), σ_1 (14.2), σ_{2p} (14.5) и σ_3 (14.3). Расчет трех из них (σ_1 , σ_{2p} и σ_3) не представляет затруднений и мал по объему. Наиболее трудоемким является вычисление суммарного момента M_r , который входит в выражение (14.6) для вычисления σ .

Таким образом, для выполнения расчета трубопровода на самокомпенсацию требуется определить суммарный момент в различных сечениях трубопровода, найти сечение, где его значение максимально, рассчитать значения приведенных напряжений в этом сечении и сравнить их с допускаемыми.

Суммарный момент M_r в проекциях на оси координат равен

$$\left. \begin{aligned} M_{rx} &= M_x + M_{R_x} = M_x + R_y z - R_z y; \\ M_{ry} &= M_y + M_{R_y} = M_y + R_z x - R_x z; \\ M_{rz} &= M_z + M_{R_z} = M_z + R_x y - R_y x. \end{aligned} \right\} \quad (14.9)$$

Для определения реактивного усилия R или его проекций на координатные оси R_x , R_y , R_z и момента M или его проекций M_x , M_y , M_z следует воспользоваться теоремой Кастильяно, согласно которой частная производная потенциальной энергии деформации по одной из независимых внешних сил равна перемещению, соответствующему этой силе. Перемещения, соответствующие независимым внешним силам R_x , R_y , R_z , обозначим Δ_x , Δ_y , Δ_z . Перемещениями, соответствующими моментам M_x , M_y , M_z , будут углы поворота начального сечения трубопровода α_x , α_y , α_z . И те и другие перемещения согласно начальному условию неподвижности опоры в действительности отсутствуют и воспринимаются трубопроводом. Для трубопроводов электростанций углы поворота, как правило, равны нулю.

Значение модуля суммарного момента M_r может быть получено из выражения

$$M_r = \sqrt{M_{rx}^2 + M_{ry}^2 + M_{rz}^2} \quad (14.10)$$

через его проекции на оси координат.

Для расчета неизвестных R_x , R_y , R_z , M_x , M_y , M_z , входящих в выражения (14.9), можно получить систему соответственно из шести интегральных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} M_x &= \frac{1}{l} \left(R_z \int_l y dl - R_y \int_l z dl \right); \\ M_y &= \frac{1}{l} \left(R_x \int_l z dl - R_z \int_l x dl \right); \\ M_z &= \frac{1}{l} \left(R_y \int_l x dl - R_x \int_l y dl \right); \end{aligned} \right\} \quad (14.11)$$

$$\left. \begin{aligned} a_1 R_x + a_2 R_y + a_3 R_z &= \Delta_1; \\ a_2 R_x + a_4 R_y + a_5 R_z &= \Delta_2; \\ a_3 R_x + a_5 R_y + a_6 R_z &= \Delta_3. \end{aligned} \right\} \quad (14.12)$$

В уравнениях (14.11) и (14.12) приняты следующие обозначения:

$$\Delta_1 = \frac{EI}{k} \Delta_x; \quad \Delta_2 = \frac{EI}{k} \Delta_y; \quad \Delta_3 = \frac{EI}{k} \Delta_z.$$

Длина осевой линии трубопровода $l = \int dl$. Коэффициенты $a_1, a_2, \dots$ также являются интегральными выражениями. Например,

$$a_1 = \int (y^2 + z^2) dl - 1/l \left[\left(\int y dl \right)^2 + \left(\int z dl \right)^2 \right].$$

Для вычисления входящих в выражения (14.11) и (14.12) интегралов используют метод численного интегрирования. В этом случае интегралы заменяют конечными приближенными суммами и значения $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6$ вычисляют по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= \Sigma (y^2 + z^2) - \frac{1}{n} [(\Sigma y)^2 + (\Sigma z)^2]; \\ a_2 &= \frac{1}{n} \Sigma x \Sigma y - \Sigma xy; \\ a_3 &= \frac{1}{n} \Sigma z \Sigma x - \Sigma zx; \\ a_4 &= \Sigma (z^2 + x^2) - \frac{1}{n} [(\Sigma z)^2 + (\Sigma x)^2]; \\ a_5 &= \frac{1}{n} \Sigma y \Sigma z - \Sigma yz; \\ a_6 &= \Sigma (x^2 + y^2) - \frac{1}{n} [(\Sigma x)^2 + (\Sigma y)^2]. \end{aligned} \right\} \quad (14.13)$$

Выражения (14.11) для моментов будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} M_x &= \frac{1}{n} (R_z \Sigma y - R_y \Sigma z); \\ M_y &= \frac{1}{n} (R_x \Sigma z - R_z \Sigma x); \\ M_z &= \frac{1}{n} (R_y \Sigma x - R_x \Sigma y). \end{aligned} \right\} \quad (14.14)$$

Для выполнения численного интегрирования надо осевую линию трубопровода разбить на отрезки длиной Δl . При этом если в заданных проекциях пространственный трубопровод проектируется не в натуральную величину, то надо его развернуть до совпадения с плоскостями координат, затем разбить на отрезки и середины этих отрезков спроек-

тировать на осевую линию. Координаты x, y, z полученных таким путем точек являются расчетными. Длина отрезка выбирается такой, чтобы полученная ломаная линия достаточно точно воспроизводила конфигурацию осевой линии. Чем сложнее конфигурация осевой линии, тем меньше должна быть длина отрезка Δl .

В формулах (14.13) и (14.14) n — число отрезков, на которое разбивается осевая линия трубопровода длиной l , т. е. $n = l/\Delta l$. Знак Σ в этих формулах показывает, что производится суммирование по всей длине трубопровода координат или произведений координат середины отрезков Δl .

Вычислив в соответствии с выражениями (14.13) коэффициенты $a_1 - a_6$ при неизвестных в системе линейных уравнений (14.12), можно найти значения усилий R_x, R_y, R_z . Предварительно следует рассчитать величины $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$.

Для расчета величин $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ надо знать перемещения трубопровода в направлении координатных осей $\Delta_x, \Delta_y, \Delta_z$ и коэффициент гибкости трубопровода k , который рассчитывается для труб с $\lambda \geq 0,3$ по формуле $k = (10 + 12 \lambda^2) / (1 + 12 \lambda^2)$.

Перемещения, воспринимаемые трубопроводом, следует относить к началу координат и считать их положительными, если они совпадают по направлению с осями координат. При расчете трубопровода или участка между двумя неподвижными опорами для определения перемещений учитывают температурные удлинения и монтажные натяги:

$$\Delta_x = \Delta x_t + \Delta x_m; \quad \Delta_y = \Delta y_t + \Delta y_m; \quad \Delta_z = \Delta z_t + \Delta z_m;$$

$$\Delta x_t = x_k \alpha \Delta t; \quad \Delta y_t = y_k \alpha \Delta t; \quad \Delta z_t = z_k \alpha \Delta t,$$

где $\Delta t = t_p - t_m, ^\circ\text{C}$; x_k, y_k, z_k — координаты конца трубопровода (проекция его длины на оси координат); α — коэффициент линейного расширения материала трубопровода, $1/^\circ\text{C}$; t_p — максимальная рабочая температура среды в трубопроводе, $^\circ\text{C}$; t_m — температура трубопровода при монтаже, $^\circ\text{C}$.

Монтажные натяги применяются для уменьшения перемещений и выполняются в направлении, обратном этим перемещениям. Они составляют обычно около 50% ожидаемых перемещений.

Для определения $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ следует пользоваться выражениями $\Delta_1 = (EI/k_{cp}) (\Delta_x/\Delta l)$; $\Delta_2 = (EI/k_{cp}) (\Delta_y/\Delta l)$; $\Delta_3 = (EI/k_{cp}) (\Delta_z/\Delta l)$.

Система линейных уравнений (14.12) решается по формулам Крамера с помощью отношения определителей $R_i = D_i/D$. Главный определитель D составляется из коэффициентов при неизвестных:

$$D = \begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ a_2 & a_4 & a_5 \\ a_3 & a_5 & a_6 \end{vmatrix} = a_1(a_4 a_6 - a_5^2) + a_2(a_3 a_5 - a_2 a_6) + a_3(a_2 a_5 - a_3 a_4).$$

При $D \neq 0$ система имеет единственное решение. D_i (в нашем случае D_x, D_y, D_z) — дополнительные определители, которые получаются

из главного определителя заменой соответствующего столбца главной определителя свободными членами уравнений:

$$D_x = \begin{vmatrix} \Delta_1 a_2 a_3 \\ \Delta_2 a_4 a_5 \\ \Delta_3 a_5 a_6 \end{vmatrix} = \Delta_1 (a_4 a_6 - a_5^2) + \Delta_2 (a_3 a_5 - a_2 a_6) + \Delta_3 (a_2 a_5 - a_3 a_4).$$

Реактивное усилие R_x равно отношению

$$R_x = D_x / D. \quad (14.15)$$

Аналогично получаем

$$D_y = \begin{vmatrix} a_1 \Delta_1 a_3 \\ a_2 \Delta_2 a_5 \\ a_3 \Delta_3 a_6 \end{vmatrix} = \Delta_1 (a_3 a_5 - a_2 a_6) + \Delta_2 (a_1 a_6 - a_3^2) + \Delta_3 (a_2 a_5 - a_1 a_5) \quad \text{и}$$

$$R_y = D_y / D; \quad (14.16)$$

$$D_z = \begin{vmatrix} a_1 a_2 \Delta_1 \\ a_2 a_4 \Delta_2 \\ a_3 a_5 \Delta_3 \end{vmatrix} = \Delta_1 (a_2 a_5 - a_3 a_4) + \Delta_2 (a_2 a_3 - a_1 a_5) + \Delta_3 (a_1 a_4 - a_2^2) \quad \text{и}$$

$$R_z = D_z / D. \quad (14.17)$$

Теперь известные значения реактивных усилий R_x , R_y , R_z следует использовать для расчета реактивных моментов M_x , M_y , M_z по формулам (14.14).

После того, как неизвестные значения реактивных усилий и моментов определены, можно перейти к отысканию наиболее напряженных сечений на прямых и криволинейных участках трубопровода. При этом с достаточной точностью можно исходить из того, что эти сечения расположены там, где действуют максимальные суммарные моменты M_r . Для того чтобы найти наиболее напряженное сечение, следует определить суммарный момент в каждой точке разбиения оси трубопровода и выбрать его максимальное значение. Обычно величины M_{rx} , M_{ry} и M_{rz} изменяются достаточно плавно, поэтому расчет в каждой точке обязательно вести на концах трубопровода, а между ними — через несколько интервалов.

Приближенный метод позволяет провести предварительный (оценочный) или поверочный расчет трубопровода. Иногда требуется проведение расчетов прочности трубопроводов более точными и соответственно более сложными и трудоемкими методами, которые изложены в специальной литературе.

Последовательность операций при расчете трубопровода на самокомпенсацию.

1. Расположить трубопровод в правой трехмерной системе координат так, чтобы его начало совпало с началом координат и наибольшее число прямых участков совпадало с осями координат.

2. Рассчитать воспринимаемые трубопроводом перемещения и привести их к началу координат.

3. Разбить осевую линию на n отрезков длиной Δl .

4. Составить расчетную таблицу (табл. 14.7).

Таблица 14.7. Таблица расчета трубопровода на самокомпенсацию

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	x	y	z	x^2	y^2	z^2	xy	yz	zx	M_{rx}	M_{ry}	M_{rz}	M_{rx}^2	M_{ry}^2	M_{rz}^2	M_r^2
1																
2																
3																
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$n-1$																
n																
Σ	Σx	Σy	Σz	Σx^2	Σy^2	Σz^2	Σxy	Σyz	Σzx							
$\Sigma \Sigma$	$\frac{(\Sigma x)^2}{n}$	$\frac{(\Sigma y)^2}{n}$	$\frac{(\Sigma z)^2}{n}$	$\frac{\Sigma x \Sigma y}{n}$	$\frac{\Sigma y \Sigma z}{n}$	$\frac{\Sigma z \Sigma x}{n}$										

5. Заполнить n строк столбцов 1, 2, 3 координатами x, y, z середин отрезков Δl (снимаются с чертежа).

6. Вычислить и заполнить n строк столбцов 4, 5, 6, 7, 8, 9.

7. Просуммировать все строки каждого столбца и заполнить строку со знаком Σ .

8. По данным п. 7 вычислить и заполнить последнюю строку таблицы.

9. Определить реактивные усилия и моменты R_x, R_y, R_z и M_x, M_y, M_z по уравнениям (14.14) — (14.17).

10. Вычислить координаты суммарного момента M_{rx}, M_{ry}, M_{rz} для середины каждого отрезка по зависимости (14.9) и внести эти данные в столбцы 10, 11, 12.

11. Вычислить значения $M_{rx}^2, M_{ry}^2, M_{rz}^2$ и заполнить столбцы 13, 14, 15.

12. Вычислить значения M_r^2 по формуле (14.10) и заполнить столбец 16 таблицы.

13. Найти наибольшие значения M_r (опасные сечения) на прямом и гнущем участках трубопровода.

14. Рассчитать общие и местные приведенные напряжения в опасных сечениях по формулам (14.7) и (14.8) и сравнить их с допускаемыми. Если прочность трубопровода недостаточна ($\sigma_{пр} > \sigma_{доп}$), ее повышение может быть достигнуто посредством изменения трассировки трубопровода или размещения неподвижных опор, увеличения толщины стенки, изменения материала.

Трудоемкость расчетов на самокомпенсацию даже простых пространственных трубопроводов, с одной стороны, и возможность создания стандартизованных расчетных программ, — с другой, позволяют эффективно использовать ЭВМ для этих целей.

14.3. АРМАТУРА

По назначению арматуру подразделяют на запорную, регулируюшую, предохранительную, контрольную, защитную и фазоразделительную.

Запорная арматура (вентили или задвижки) служит для включения или отключения трубопроводов и потока транспортируемой среды. Вентили запорные устанавливают в основном на вспомогательных паровых и водяных магистралях $10 \leq D_v < 150$. Задвижки устанавливают на паровых и водяных магистралях большого диаметра ($100 \leq D_v \leq 600$). Во время работы запорные органы должны быть полностью открыты или полностью закрыты. Регулирование расхода или дросселирование давления запорными вентилями и задвижками недопустимо.

Запорный орган вентиля (рис. 14.6, а) состоит из седла 2 и уплотняющей поверхности 3 штока 10. Вращением маховика по часовой стрелке шпindel перемещается по резьбе во втулке 7 и конец штока (запорная поверхность) упирается в уплотнительную поверхность корпуса (седла), вследствие чего проходное сечение плотно закрывается. Уплотнительные поверхности штока и седла имеют конусную форму и

выполняются наплавкой на основной металл корпуса и штока аустенитного сплава, обладающего стойкостью против эрозии, задиранья и достаточной твердостью. Для сальникового уплотнения применяют асбестовый шнур на водяных магистралях и асбестографитовые кольца с прослойкой чешуйчатого графита на паровых магистралях.

На рис. 14.6, б представлена задвижка, применяемая как главная на трубопроводе основного циркуляционного контура реактора ВВЭР-440.

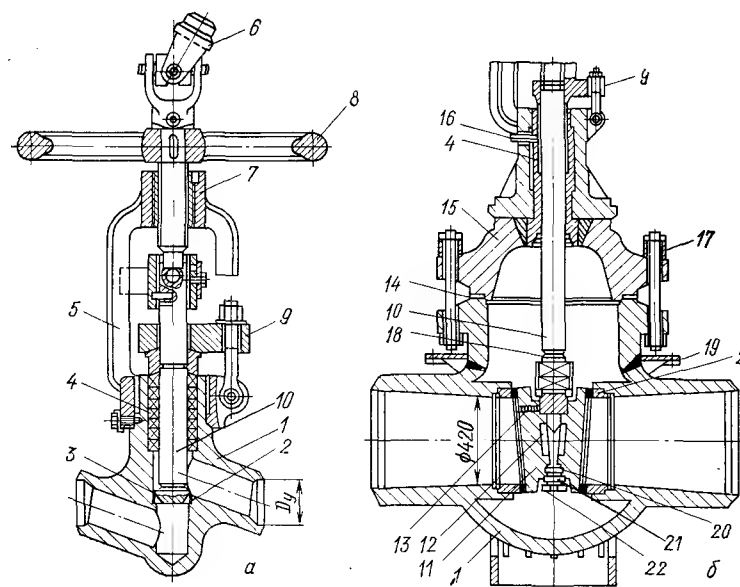


Рис. 14.6. Запорные органы — вентиль (а) и задвижка (б).

1 — корпус с патрубками; 2 — седло; 3 — уплотняющая поверхность штока; 4 — сальниковое уплотнение; 5 — бутель; 6 — шарнирная муфта для присоединения механизма привода дистанционного управления; 7 — втулка шпинделя; 8 — маховик; 9 — нажимная планка; 10 — шток; 11 — тарелка; 12 — грибок; 13 — пакет дроссельных шайб; 14 — прокладки; 15 — крышка; 16 — контроль протечек; 17 — шпилька; 18 — уплотняющая конусная фаска; 19 — фланец для крепления гидрозатвора; 20 — пружина; 21 — обойма; 22 — тарелкодержатель.

Запорный орган задвижки (см. рис. 14.6, б) представляет собой клиновидный затвор с двумя самоустанавливающимися дисками (тарелками) 11 и двумя седлами 2, сваренными в корпус 1. Тарелки крепятся в обойме с помощью двух тарелкодержателей 22. Уплотнительные поверхности тарелок и седел имеют наплавки, как и у вентилях, из сплава аустенитного класса. Предварительную установку тарелок относительно друг друга и седел позволяет осуществлять распорный грибок 12, который поджимается к тарелкам пружинной 20. Наличие двух тарелок обеспечивает плотность закрытия проходного сечения при любом направлении потока.

Для того чтобы предотвратить попадание теплоносителя в отключенную петлю при закрытой задвижке, ее уплотняют водой.

Вода имеет избыточное по отношению к теплоносителю давление не меньше 0,7 МПа, температуру не менее 100 °С и подается в среднюю полость задвижки.

При закрытом положении задвижки вода, находящаяся в средней полости, может нагреваться посредством теплопередачи от горячей стороны трубопровода. Чтобы избежать чрезмерного повышения давления воды в корпусе, задвижки оборудуются разгрузочным устройством. На АЭС, где теплоноситель радиоактивен, разгрузочное устройство не может сообщаться с атмосферой. В этом случае оно выполняется в виде пакета дроссельных шайб 13, который размещается в тарелке, обращенной в сторону реактора, и обеспечивает перепуск воды из корпуса задвижки в реактор. Таким устройством снабжается одна задвижка из двух установленных на каждой циркуляционной петле. В сальниковом уплотнении 4 имеется промежуточная полость, из которой осуществляется вывод организованных протечек 16 через сальник. Для уменьшения утечки теплоносителя через сальник при открытой задвижке на шпинделе предусмотрена конусная фаска 18, перекрывающая выход в сальниковую камеру. Осуществляется также контроль протечек через прокладки 14, уплотняющие соединение корпуса с крышкой 15.

Вентили и задвижки устанавливают на вертикальных и горизонтальных участках трубопроводов при любом направлении потока среды. Указания по установке в зависимости от типа привода даются заводом-изготовителем для арматуры каждого типа.

Изменение расхода среды осуществляется с помощью *регулирующей* арматуры (регулирующие вентили и клапаны) двумя способами.

Расход изменяется за счет изменения площади проходного сечения вентиля при поступательном перемещении регулирующего органа. В арматуре иглычатого типа перемещается профилированная игла относительно проточного канала, а в арматуре шиберного типа — шибер относительно седла.

В клапане количество транспортируемой среды меняется при изменении проходного сечения посредством поворота золотника относительно гильзы в корпусе или его подъема (опускания).

Разновидностью регулирующей является *дросселирующая* арматура. В дросселирующей арматуре вместе с изменением (уменьшением) количества протекающей среды происходит дросселирование (снижение) ее давления.

Регулирующая и дросселирующая арматура не может служить запорной и устанавливается в основном на горизонтальных участках трубопровода. Среда может подаваться в любом или только в одном направлении в соответствии с указаниями на арматуре и в сопроводительной документации к ней.

К регулирующей арматуре кроме регулирующих вентилей и клапанов относятся также питательные регулирующие клапаны, регуляторы уровня и перелива.

К дросселирующей арматуре кроме дроссельных вентилей и клапанов относятся также дросселирующие устройства, охладители пара, РОУ и БРОУ.

Назначение редуционно-охладительных установок высоких параметров — резервировать при их периодической работе котельные установки среднего давления, отборы турбин, турбины с противодавлением или обеспечивать использование пара при пуске и остановке основного оборудования электростанции. РОУ может также постоянно эксплуатироваться параллельно с котлами среднего и низкого давления, а также для обеспечения теплового потребителя.

Основным способом соединения запорной, регулирующей и дросселирующей арматуры с трубопроводами является сварка. Арматура может иметь в зависимости от конструкции ручной привод или привод от постороннего источника: электромеханический, гидравлический или пневматический. Электромеханический привод выполняется в виде встроенного электродвигателя и колонкового электропривода. Большая часть арматуры обеспечивается дистанционным управлением, остальная арматура управляется автоматически сервоприводами.

При повышении давления пара в аппаратах и трубопроводах сверх предельно допустимого часть пара автоматически выпускается. Для этого служит *предохранительная* арматура — рычажные и пружинные предохранительные клапаны и импульсно-предохранительные устройства (последние состоят из предохранительного и импульсного клапанов). Импульсный клапан с помощью электромагнитного или рычажного устройства открывает доступ пара в предохранительный клапан, который срабатывает, открывая выход пару из узла с чрезмерным давлением. Соединение предохранительной арматуры с трубопроводами осуществляется на фланцах или с помощью сварки. Не допускается установка запорных органов между предохранительным клапаном и защищаемым им объектом.

Наличие среды или ее уровня определяется с помощью *контрольной* арматуры. К ней относятся пробные и спускные вентили (или краны), указатели уровня и конденсационные горшки. Для визуального наблюдения за уровнем в сосудах под давлением используют нормальные водоуказательные приборы прямого действия. Уровень воды наблюдают в щели водоуказательной рамки, перекрытой специальными стеклами или слюдяными пластинами.

Для наблюдения за уровнем с площадки обслуживания устанавливают сниженные водоуказательные приборы.

Защитная арматура выполняет ту же задачу, что и предохранительная, т. е. предотвращает развитие аварийной ситуации при отклонении давления в обслуживаемой системе от номинального. Разница между ними заключается в том, что рабочие органы предохранительной арматуры открываются при повышении давления в системе сверх предельно допустимого значения, и избыток среды сбрасывается (в атмосферу или специальные емкости), а рабочие органы защитной арматуры в аналогичных условиях закрываются. Защитная арматура может быть действующей автономно (обратные и отключающие клапаны) или управляемой (защитные устройства). Защитное устройство включает в себя быстродействующий запорный орган с пневмо-, гидро- или электроприводом и чувствительный элемент, подающий импульс

на исполнительный механизм привода. Обратные клапаны предотвращают изменение направления потока среды на противоположное при изменении давления по тракту. При установке обратного клапана на напорной линии насоса его располагают до запорной арматуры (по ходу среды) в целях защиты всасывающей магистрали и подключенных к ней сосудов.

Защитные устройства обеспечивают, например, аварийное отключение ПВД и перепуск питательной воды в ПГ по обводу ПВД. Такая необходимость может возникнуть в случае разуплотнения трубок теплообменной поверхности ПВД и заполнения парового объема питательной водой.

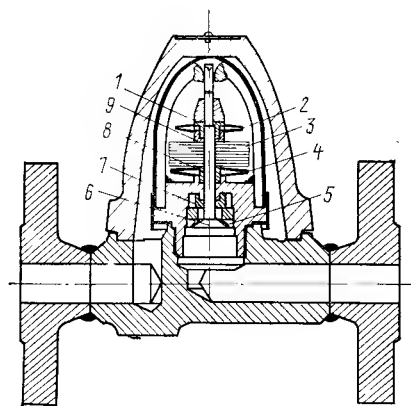


Рис. 14.7. Термодинамический конденсатоотводчик.

Фазоразделительная арматура предназначена для автоматического удаления конденсата из паропроводов и других систем электростанции во избежание гидравлических ударов или иных отклонений от расчетных режимов работы оборудования. Для этих целей используют конденсатоотводчики постоянного или периодического действия. К последнему типу относятся поплавковые или термодинамические конденсатоотводчики. Поплавковые конденсатоотводчики относятся к виду

бесприводной арматуры: запорный орган периодически открывается (клапан опускается) под действием силы тяжести накопившейся воды и она удаляется под давлением пара. К этому же типу бесприводной арматуры относятся конденсатоотводчики [82], работающие по термодинамическому принципу (рис. 14.7), и автоматические дренажные вентили. Основными частями термодинамического конденсатоотводчика являются биметаллические пластины 3, запорный орган 6 и сливной канал 5. Увеличение прогиба пластины 3 при понижении температуры конденсата дает первичный импульс на открытие клапана 6. Ход шпинделя регулируется дисковыми пружинами 2 и 4 и дистанционирующими кольцами 1, 9 и 7, 8. При открытии затвора благодаря специальному профилированию клапана 6 и сливного канала 5 создаются дополнительные гидродинамические усилия, открывающие затвор.

Если требуется отводить большое количество конденсата, например, при пусках и остановах турбин, особенно турбин насыщенного пара АЭС, то параллельно с термодинамическим конденсатоотводчиком устанавливается автоматический дренажный вентиль, который открывается под действием пружины при снижении давления среды менее номинального и закрывается под давлением среды. Давление закрытия выбирают так, чтобы можно было удалить конденсат, скапливающийся перед термодинамическим конденсатоотводчиком, пропускная способность которого ограничена.

15.1. СТРУКТУРА ГЛАВНОГО ЗДАНИЯ

Основные агрегаты ТЭС и АЭС и относящееся к ним вспомогательное оборудование размещаются в отдельном строительном комплексе, именуемом главным зданием (главным корпусом). Совокупность технических решений по размещению оборудования и выполнение строительной части комплекса объединяются понятием компоновки главного здания.

В зависимости от многих факторов компоновка главного здания выбирается различной. Однако во всех случаях она соответствует технологической схеме выработки энергии и применяемому оборудованию, размещаемому в отдельных помещениях, а иногда и на откры-

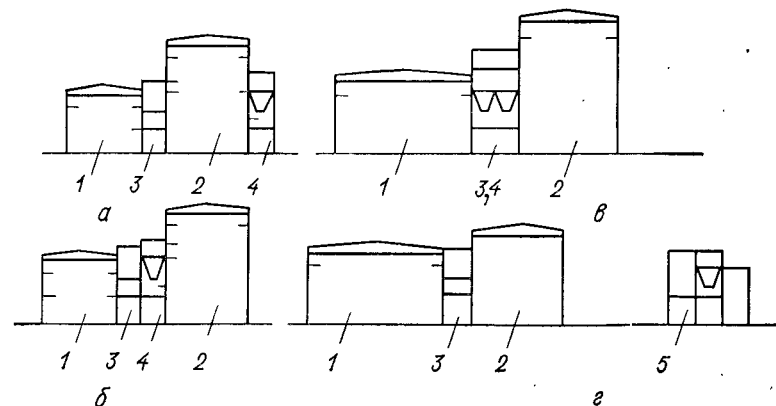


Рис. 15.1. Типы компоновок главного здания.

а — с наружным бункерным отделением; б — с внутренним бункерным отделением; в — с совмещенным бункерно-деаэрационным отделением; г — с центральным пылезаводом; 1 — турбинное отделение; 2 — котельное; 3 — деаэрационное; 4 — бункерное; 5 — центральный пылезавод.

том воздухе. Наименование помещений и их взаиморасположение в строительном комплексе характеризуют структуру главного здания.

На ТЭС основными помещениями главного здания являются котельное и турбинное (турбинный зал), дополнительными — деаэрационное и бункерное. Все эти помещения располагаются параллельно друг другу (рис. 15.1). Размещение паровых котлов и турбин и расстояния между ними выбирают такими, чтоб длина турбинного зала и котельной были одинаковыми.

Бункерное и деаэрационное помещения располагаются между котельным и турбинным. Эти помещения предусматриваются не во всех типах компоновок. Без бункерного помещения сооружаются главные здания ТЭС, работающие на газе и мазуте, а также на твердом топливе при подготовке пыли на центральном пылезаводе. Имеются варианты компоновок блочных ТЭС без деаэрационного помещения.

Компоновка главного здания именуется закрытой, если все основное оборудование размещается в помещениях; полуоткрытой — если паровые котлы устанавливаются на открытом воздухе и открытой — если стеновые ограждения отсутствуют и над турбинами.

На АЭС основными помещениями главного здания являются реакторное и турбинное. Реакторное помещение разделяется на отдельные боксы, каждый из которых предназначен для установки определенного оборудования. Стены и двери боксов выполняют роль биологической защиты. Если на АЭС устанавливаются несколько реакторов, то каждый из них вместе со вспомогательным оборудованием размещается в отдельном помещении или отдельном здании.

Изолированное размещение оборудования характерно для АЭС всех типов. Это диктуется необходимостью локализации возможных аварий с утечкой теплоносителя и создания безопасных условий труда персонала при ремонтах оборудования.

Турбинный зал на АЭС в большинстве случаев такой же, как и на ТЭС. Принципы компоновки его сходны для обоих типов электростанций.

В основных помещениях ТЭС и АЭС предусматриваются ремонтные площадки, служащие для размещения деталей оборудования и необходимых приспособлений при производстве ремонтов.

Общестанционные щиты управления и блочные щиты размещаются в деаэрационном помещении. На неблочных ТЭС общестанционный щит располагается в помещении закрытого распределительного устройства, сооружаемого рядом с главным зданием.

Постоянный торец главного здания может располагаться как справа, так и слева, если смотреть на здание со стороны турбинного зала. В первом случае компоновка именуется правой, во втором — левой.

15.2. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОМПОНОВКИ ГЛАВНОГО ЗДАНИЯ

Компоновка главного здания оказывает существенное влияние на технико-экономические показатели электростанции. От компоновки зависят капитальные затраты на сооружение электростанции, экономичность и надежность работы оборудования, условия труда персонала.

Исходными данными, необходимыми для проектирования компоновки главного здания, являются:

тип электростанции (КЭС, ТЭС или АЭС) и заданная мощность;

тип и единичная мощность основных агрегатов, их габаритные размеры и собственная компоновка;

вид используемого топлива; при использовании твердого топлива — тип систем пылеприготовления, золошлакоудаления и газоочистки;

тепловая схема электростанции — блочная или неблочная. Для АЭС — число контуров тепловой схемы и циркуляционных петель; тип системы водоснабжения и место установки насосов подачи воды;

для АЭС — мощность излучения реактора и другого оборудования при нормальной работе, перегрузках и наиболее тяжелой аварии; конструкция биологической защиты; условия транспортировки твэлов и радиоактивных отходов;

климатические и сейсмические характеристики района сооружения электростанции.

При разработке компоновки главного здания каждый из перечисленных выше пунктов анализируется в отдельности и в совокупности с другими. В итоге вырабатывается компоновочное решение, отвечающее основным принципам: экономичности, надежности, безопасности для персонала и окружающей среды.

От установленной мощности электростанции и типа основных агрегатов зависят размеры и строительная конструкция главного здания. Определяющее значение имеют собственные габаритные размеры агрегатов, а также вид сжигаемого топлива. При использовании твердых топлив в здании необходимо предусмотреть место для размещения пылеприготовительного оборудования и бункеров сырого топлива. Требуется сооружение бункерного помещения.

От тепловой схемы электростанции зависит количество соединительных трубопроводов между котлами и турбинами. По-разному решается их трассировка и размещение вспомогательного оборудования. Так, при блочной схеме вследствие меньшего количества трубопроводов (по сравнению с неблочной) создается возможность использования значительной части деаэрационного помещения для щитов управления, пылеприготовительного оборудования и других объектов. На АЭС число контуров и циркуляционных петель практически целиком определяет конструкцию и размеры главного здания.

В зависимости от климатических условий применяются открытая или закрытая установка оборудования и совершенно разные строительные конструкции главного здания.

Система водоснабжения ориентирует главное здание. Турбинным залом здание всегда располагается к источнику воды, что обеспечивает минимальную протяженность коммуникации технического водоснабжения.

Оборудование в здании размещается таким образом, чтобы свободные площади были минимально необходимыми, но достаточными для удобства обслуживания оборудования и выполнения ремонтных работ. Компактное размещение оборудования обуславливает минимальную протяженность соединительных коммуникаций по пару, воде и электроэнергии, позволяет иметь минимальные размеры главного здания.

На всех этапах проектирования компоновки большое внимание уделяется вопросам экономики. Наряду с компактным размещением оборудования применяется такая конструкция главного здания, которая позволяет возводить его современными промышленными методами из готовых заводских строительных элементов. Для создания хорошего естественного освещения здания стеновые ограждения выполняются с максимальным остеклением.

Компоновка главного здания согласуется с другими объектами генплана: потребителями тепловой и электрической энергии, системой

водоснабжения, подъездными путями и жилым поселком. Правильная ориентация здания к указанным объектам обеспечивает минимальную протяженность внешних коммуникаций и снижение капитальных затрат на их сооружение.

При разработке компоновки главного здания предусматриваются мероприятия, обеспечивающие комфортные и санитарно-гигиенические условия для персонала, такие как кондиционирование воздуха, освещение рабочих мест лампами дневного света, устройство душевых и гардеробных помещений и т. д. Обязательно предусматриваются мероприятия, обеспечивающие безопасные условия труда и исключение травматизма.

Большое число требований, определяющих компоновку главного здания, позволяет иметь разные варианты ее исполнения. Показателями компоновки являются удельный объем ($\text{м}^3/\text{МВт}$) и удельная площадь ($\text{м}^2/\text{МВт}$) здания, а также удельные капитальные затраты ($\text{руб}/\text{МВт}$ установленной мощности). Лучшим считается тот вариант компоновки, для которого указанные показатели ниже.

Для АЭС выбор варианта компоновки определяется не только технико-экономическими показателями. Обычно предпочтение отдается тому варианту, при котором обеспечивается более надежная радиационная безопасность персонала и окружающей территории.

15.3. КОМПОНОВКА ГЛАВНЫХ ЗДАНИЙ ТЭС

Главные здания современных ТЭС выполняются по сомкнутому варианту, при котором основные и вспомогательные помещения вплотную примыкают друг к другу без строительных разрывов. Сомкнутый вариант позволяет иметь минимальные объем здания и занимаемую им площадь, а также кратчайшую протяженность трубопроводов пара и воды между котельным и турбинным отделениями.

На некоторых ТЭС, построенных в довоенные годы (Игумновская ТЭЦ, Казанская ТЭЦ-3, Орская ТЭЦ и др.), применена разомкнутая компоновка, выполненная так, что турбинный зал с деаэраторным помещением и котельная с бункерным образуют два обособленных здания, отделенных разрывом, равным 20 м, и соединенных закрытыми галереями. Считалось, что при такой компоновке обеспечивается лучшее освещение фронта котлов, вентиляция помещений и локализация возможных взрывов в системе пылеприготовления. В дальнейшем разомкнутая компоновка не получила распространения, так как были найдены такие решения, которые и при сомкнутом варианте обеспечивали выполнение этих условий. По сравнению с разомкнутой сомкнутая компоновка обеспечивает снижение расхода металла более чем на 10%, высоколегированных трубопроводных сталей на 15—30% и уменьшение капитальных затрат на выполнение строительной части на 10—15%.

На электростанциях, построенных по плану ГОЭЛРО и в годы первой пятилетки, компоновки главных зданий еще более отличаются от современных. Характерной особенностью того периода были невысокие параметры пара (1,6—3,5 МПа и перегрев до 350—450° С), слоевое сжигание топлива, небольшая про-

изводительность паровых котлов. Отставание в развитии котлостроения приводило к тому, что число котлов значительно превосходило число устанавливаемых турбин. Например, на Шатурской ГРЭС (1925 г.) на два турбоагрегата мощностью по 16 МВт потребовалось установить шесть котлов с размещением их в два ряда. Двухрядные котельные сооружались и на других электростанциях; довольно часто их располагали перпендикулярно турбинному залу.

Характерными признаками компоновок главных зданий в первой пятилетке было расположение котлов фронтом к наружной стороне котельной, верхнее расположение дымососов и металлических дымовых труб над ними, сооружение бункеров топлива с внешней стороны здания. Такая компоновка давала существенный выигрыш за счет сокращения длины трубопроводов пара и воды и объема строительной части здания. Недостатком компоновки являлось расположение дымососов на верхней площадке обслуживания котлов, что требовало усиления строительной конструкции под ними. К этому нужно добавить отсутствие возможности сооружения высоких дымовых труб и размещения эффективных золоулавливающих устройств.

Успехи в развитии котлостроения привели к существенному увеличению производительности котлов. Число их на вновь сооружаемых ТЭС сократилось. Котлы стали располагать в один ряд параллельно турбинному отделению.

Дальнейшее развитие компоновок главных зданий связано с развитием энергомашиностроения и переходом к факельному способу сжигания топлива. В конце первой пятилетки была разработана компоновка котельного отделения ТЭС с нижним расположением дымососов и установкой перед ними золоуловителей. Появилась возможность сооружать высокие дымовые трубы, поскольку они располагались теперь не над котлом, а на земле рядом с котельной. Пылеприготовительное оборудование располагалось в специальной пристройке перед фронтом котлов.

Послевоенный период характеризуется внедрением на электростанциях блочных схем и ростом мощностей агрегатов, широким применением в строительстве сборного железобетона. Наряду с разработкой новых компоновок решались вопросы реконструкции и модернизации электростанций, построенных в довоенные годы, посредством пристроек и надстроек высокого и сверхвысокого давления. В послевоенный период были разработаны типовые проекты главных зданий, которые использовались и используются в настоящее время при строительстве серийных электростанций.

Компоновку котельного отделения определяют тип устанавливаемых котлов и вид используемого топлива. Все современные котлы выполняются с нижним выпуском дымовых газов. При такой конструкции котлов их выгодно размещать фронтом к турбинному залу, а дымососы, вентиляторы и дымовые трубы устанавливать на нулевой отметке.

На современных ТЭС часть оборудования котельной размещается на открытом воздухе. Дымососы и вентиляторы устанавливаются открыто на всех газомазутных ТЭС независимо от климатических условий. При сжигании твердых топлив открытая установка допускается только в районах с низшей расчетной температурой наружного воздуха не менее —28° С. При этих же температурных условиях допускается открытая установка трубчатых и регенеративных воздухоподогревателей. Мокрые золоуловители устанавливаются открыто при температуре не ниже 15° С. Если расчетная температура ниже указанных значений, то дымососы, вентиляторы и золоуловители размещают в отдельном строении, сооружаемом рядом с котельным отделением.

Дымовые трубы сооружаются на расстоянии 20—40 м от наружной стенки котельной. Учитывая высокую стоимость труб, число их принимают минимальным — одна труба на 2—4 паровых котла.

Бункерные помещения в разных типах компоновок располагаются или с внутренней, или с внешней стороны котельной. При размещении с внутренней стороны возрастает расстояние между котлами и турбинами на ширину бункерного помещения. Соответственно возрастают длины соединительных трубопроводов. Однако становятся более короткими пылепроводы от мельниц к горелкам и ленточные питатели от бункеров к мельницам. При расположении бункерных помещений с внешней стороны имеют место обратные соотношения. В конкретных случаях решение о месте бункерного помещения принимается на основании сопоставления стоимости того и другого вариантов.

В современной тепловой энергетике применяется факельный способ сжигания топлива и индивидуальные системы приготовления пыли с замкнутой сушкой. Системы с центральными пылезаводами и разомкнутой сушкой не подтвердили предполагаемых ранее преимуществ и применение их в дальнейшем не планируется.

Оборудование индивидуальной системы пылеприготовления располагается в одной ячейке с котлом. Мельницы устанавливаются на нулевой отметке: молотковые и среднеходовые — с фронта и боков котла, а шаровые барабанные — чаще всего в бункерном помещении. Место для них выбирается с учетом обеспечения минимальной длины пылепроводов и удобств обслуживания.

Сепараторы и циклоны устанавливаются на верхних отметках бункерного помещения. Ниже, на отметке 15—18 м, сооружаются пылевые бункера, а рядом с ними (вперемежку) — бункера сырого топлива. Над бункерным этажом сооружается галерея конвейеров подачи топлива.

Между котлами предусматривается место для сооружения насосной станции системы гидрозолоудаления. Для насосной станции делается приямок, пол которого имеет отметку на 3—4 м ниже пола зольного помещения. На мощных ТЭС насосную располагают за пределами котельной в отдельной пристройке.

На высоте 9—11 м предусматривается площадка обслуживания котлов. На площадке размещаются индивидуальные и групповые щиты управления, а из оборудования — питатели топлива.

В зольном помещении, располагающемся на нулевой отметке, устанавливается оборудование системы шлакоудаления. Заподлицо с полом сооружаются каналы для транспорта шлаковой пульпы к насосной станции. Здесь же размещаются мельницы и вентиляторы системы пылеприготовления. Под потолком помещения прокладываются воздухопроводы горячего воздуха. Со стороны временного торца в зольное помещение прокладывается железнодорожный путь (тупиковый). Предусматривается также двусторонний сквозной проезд для автотранспорта с боковыми выездами через каждые 200 м длины котельной.

Для производства монтажных и ремонтных работ в здании котельной устанавливаются два мостовых крана. Подкрановые рельсы укладываются на специальные выступы колонн здания.

В связи с большой высотой помещения и в целях создания удобств для обслуживающего персонала в котельной предусматриваются грузопассажирские лифты. На блоках мощностью до 500 МВт сооружается

один лифт на два блока; при большей мощности — один лифт на блок. На неблочных ТЭС один лифт предусматривается на четыре котла.

Компоновка турбинного отделения определяется выбранным способом расположения турбин — вдоль или поперек оси здания. От этого зависят размеры помещения, расстановка вспомогательного оборудования, длина трубопроводов пара, питательной воды и циркуляционной воды.

При продольном расположении турбин ширина (пролет) турбинного зала меньше, чем при поперечном, а длина зала больше. На неблочных ТЭС это приводит к тому, что турбинный зал «обгоняет» по длине котельное отделение; обгон возрастает с увеличением количества турбин и их мощности. Однако стоимость строительной части помещения при обоих способах расположения турбин получается примерно одинаковой.

Правильный выбор способа расположения турбин обеспечивает минимальную протяженность соединительных трубопроводов. У турбин, выпускаемых в СССР, регенеративные подогреватели располагаются с правой стороны, а патрубки подвода и отвода циркуляционной воды — слева. Лишь у турбин мощностью 300 МВт и выше подогреватели располагаются с двух сторон: высокого давления — справа, а низкого — слева. При одностороннем размещении подогревателей более короткие трубопроводы питательной воды получаются при продольном расположении турбин, когда регенеративные установки последних обращены в сторону котельной. В этом случае и циркуляционные водоводы имеют минимальную протяженность, так как патрубки конденсаторов будут обращены к внешней стене турбинного зала, рядом с которой прокладываются коллекторы циркуляционной воды.

При двустороннем размещении подогревателей и наличии промежуточного перегрева пара, что характерно для блочных ТЭС, минимальные длины основных трубопроводов обеспечиваются при поперечном расположении турбин.

При продольном расположении турбин имеет значение тип компоновки главного здания — правый или левый. Минимальные длины трубопроводов обеспечиваются при правой компоновке и ориентировке турбин головной частью к постоянному торцу, при левой — к временному торцу.

В общем объеме капиталовложений в главное здание стоимость трубопроводов составляет от 1,5 до 8%. Чем выше параметры пара, тем стоимость больше. Поэтому сокращение длины трубопроводов является важным фактором удешевления строительства электростанций.

На стоимость трубопроводов влияет их трассировка и, в частности, количество гибов. При прочих равных условиях турбины целесообразно располагать таким образом, чтоб количество гибов было минимальным.

Имеющийся опыт строительства многих ТЭС показывает, что продольное размещение выгодно для турбин мощностью до 100 МВт при давлении пара до 10 МПа. Для более мощных турбин и более высоких параметров пара предпочтительнее поперечное расположение. Обычно при проектировании ТЭС прорабатываются оба варианта размещения

утрбин. Выбирается тот вариант, для которого технико-экономические показатели выше.

Строительный пролет турбинного зала при поперечном расположении турбин примерно в 1,3 раза больше, чем при продольном. Размер пролета определяется длиной турбины вместе с генератором и возбудителем и некоторым запасом для выемки ротора генератора. Для современных агрегатов пролет требуется довольно значительный. Например, для агрегатов мощностью 200 МВт — 42 м, 300 МВт — 48 м, 500 МВт — 51 м. Для более мощных агрегатов пролет требуется еще больше. Поэтому на электростанциях с блоками мощностью 800 МВт по условиям удешевления строительной части принято продольное размещение агрегатов, что позволило иметь пролет турбинного зала, равный 36 м. Помещение турбинного зала перекрывается фермами из предварительно напряженного железобетона. Однако если пролет здания превосходит 36 м, то для перекрытия используются металлические фермы.

Оборудование в турбинном зале размещается по «островному» принципу. Вдоль зала с определенным шагом устанавливаются турбинные агрегаты, а около каждого из них — вспомогательное оборудование. Расстояние между турбинами выбирается таким, чтобы общая длина турбинного зала и котельной были одинаковыми. На блочных ТЭС турбинный зал разбивается на строительные ячейки — одна ячейка для одного блока.

По высоте зала предусматриваются две площадки обслуживания: на отметке 0,0 м и на отметке 8—11 м. При установке циркуляционных насосов непосредственно в турбинном зале, чтобы уменьшить высоту всасывания, их размещают ниже пола конденсационного помещения в приямок или подвале. При наличии подвального этажа в нем кроме циркуляционных насосов устанавливают сливные баки дренажей, перекачивающие насосы, здесь же прокладываются кабельные каналы.

На нулевой отметке пола конденсационного помещения располагается вспомогательное оборудование (питательные и конденсатные насосы, регенеративные подогреватели, масло и газоохладители и др.) Питательные насосы при блочной схеме устанавливают рядом с турбиной, при неблочной — чаще всего в деаэрационном отделении.

На отметке 8—9 м (на блоках мощностью 800 МВт — 11,4 м) располагается площадка обслуживания турбинной установки. На площадке установлены органы управления основными задвижками и вентилями. Здесь же располагается приборный щит турбин.

У постоянного и временного торцов турбинного зала предусматриваются площадки, не занятые оборудованием, которые предназначаются для раскладки деталей при ремонтных и монтажных работах. К этим площадкам прокладываются тупиковые железнодорожные пути.

Часть оборудования турбинного зала располагается в деаэрационном помещении, имеющем несколько этажей. На нулевой отметке размещаются распределительные устройства собственных нужд и кабельные коридоры. На некоторых ТЭС здесь же устанавливаются питательные насосы, редуционно-охладительные установки и другое оборудова-

ние. На втором этаже, имеющем одинаковую отметку с площадкой обслуживания турбин, располагаются блочные щиты управления, кабине начальника смены блока и помещение для собраний дежурного персонала. На неблочных ТЭС этот этаж занят трубопроводами пара и воды. На верхних этажах размещаются деаэраторы и баки питательной воды. В некоторых вариантах компоновок между деаэраторами сооружаются бункера сырого топлива.

Деаэраторы всегда устанавливаются на верхних этажах. Это создает дополнительный подпор воды на всасе питательных насосов, что повышает надежность их работы.

В турбинном зале устанавливаются один или два мостовых крана, грузоподъемность которых выбирается из расчета подъема наиболее тяжелой детали оборудования. Этой деталью является обычно статор генератора. Отметка расположения крана над площадкой обслуживания выбирается такой, чтобы можно было снимать цилиндры турбин и трубчатку подогревателей и переносить их над работающими турбинами на ремонтные площадки.

Вентиляция турбинного зала осуществляется за счет естественной конвекции через аэрационный фонарь, сооружаемый на кровле здания. При очень больших пролетах в целях облегчения кровли фонарь не сооружается, а приток воздуха осуществляется с помощью вентиляторов.

15.4. ТИПОВЫЕ ПРОЕКТЫ ГЛАВНЫХ ЗДАНИЙ

Проектная документация для строящихся в нашей стране электростанций выполняется в головной организации — проектном институте «Теплоэлектропроект» (Москва), имеющем отделения в других городах (Горьком, Харькове, Новосибирске, Ленинграде, Львове и др.).

При сооружении электростанции требуется большой объем технической документации (чертежей, технико-экономических обоснований, смет). Если каждую электростанцию проектировать индивидуально, то срок ее строительства оказывается слишком большим, так как только выполнение проекта занимает около двух лет.

Эффективным способом повышения качества проектирования с одновременным снижением трудозатрат и сроков выполнения является разработка *типовых* проектов отдельных зданий, сооружений, технологических систем и всего комплекса оборудования с последующим применением типовых чертежей при сооружении однотипных (серийных) электростанций.

Разработка типового проекта не связана жесткими сроками строительства конкретной электростанции. Это позволяет выполнять проект с большой тщательностью и привлекать к его разработке наиболее квалифицированных специалистов.

Применение типовых проектов создает условия для унификации элементов зданий, сооружений и всего комплекса оборудования. При массовом строительстве производство унифицированных элементов (типовых конструкций и деталей) экономически выгодно организовать

на специализированных заводах и поставлять их к месту строительства в готовом виде. Это позволяет сооружать электростанции промышленными методами с одновременным снижением стоимости и уменьшением времени строительства.

Применение типовых проектов и производство унифицированных элементов достигло в нашей стране такого развития, что некоторые типы электростанций (ТЭЦ средней мощности) готовятся полностью на специализированных заводах.

Типовые проекты систематически обновляются. В каждом модернизированном или новом проекте реализуются поставленные задачи развития энергетики, а также новейшие достижения в области энергостроения и строительной техники. Со времени своей организации Теплоэлектропроект разработал несколько типовых проектов конденсационных и теплофикационных электростанций, специализированных по мощности, типу основных агрегатов, виду топлива и степени открытия оборудования. Ниже дается описание некоторых типовых проектов главных зданий.

Типовой проект главного здания ТЭЦ 350 МВт. Проект выполнен в нескольких вариантах для разных видов топлива. На рис. 15.2 показан вариант главного здания для каменного угля. В главном здании предусмотрена возможность установки теплофикационных турбин мощностью 25, 50 и 100 МВт и паровых котлов производительностью 420 и 480 т/ч. Строительная часть главного здания на 75—80% выполняется из железобетонных элементов заводского изготовления.

Турбинное и деаэрационное отделения имеют подвальные помещения, где размещаются циркуляционные трубопроводы и насосы, дренажные баки, трубопроводы технической воды и паропроводы к сетевым подогревателям. Групповые щиты управления (один щит на два котла и две турбины с теплофикационными установками) располагаются в деаэрационном отделении на отметке 8 м. На этой же отметке устанавливаются перекачивающие насосы атмосферных деаэраторов. Питательные насосы установлены на нулевой отметке турбинного зала между турбинами.

Бункерное отделение располагается с внутренней стороны котельной рядом с деаэрационным отделением. На нулевой отметке располагаются мельницы; на отметке 8 м — питатели сырого угля; выше — бункера и транспортеры подачи топлива.

В постоянном торце главного здания предусмотрены помещения для общестанционного вспомогательного оборудования: насосов горячего водоснабжения, подпитки теплосети и смывной воды гидрозолоудаления, подогревателей теплосети и деаэраторов добавочной воды. Здесь же в отдельных помещениях располагаются цеховые мастерские и санитарно-бытовые помещения. У временного торца предусмотрена ремонтно-монтажная площадка, на которую подведен железнодорожный путь.

Административные помещения располагаются в отдельном здании рядом с главным корпусом, с которым оно соединяется закрытой галереей. Также в отдельном здании размещен общестанционный щит управления.

Дутьевые вентиляторы, золоуловители и дымососы устанавливаются на открытом воздухе. Для обслуживания этого оборудования предусматривается полукозловой кран. Для районов с резко континентальным климатом разработан вариант проекта с размещением перечисленного выше оборудования в закрытом помещении.

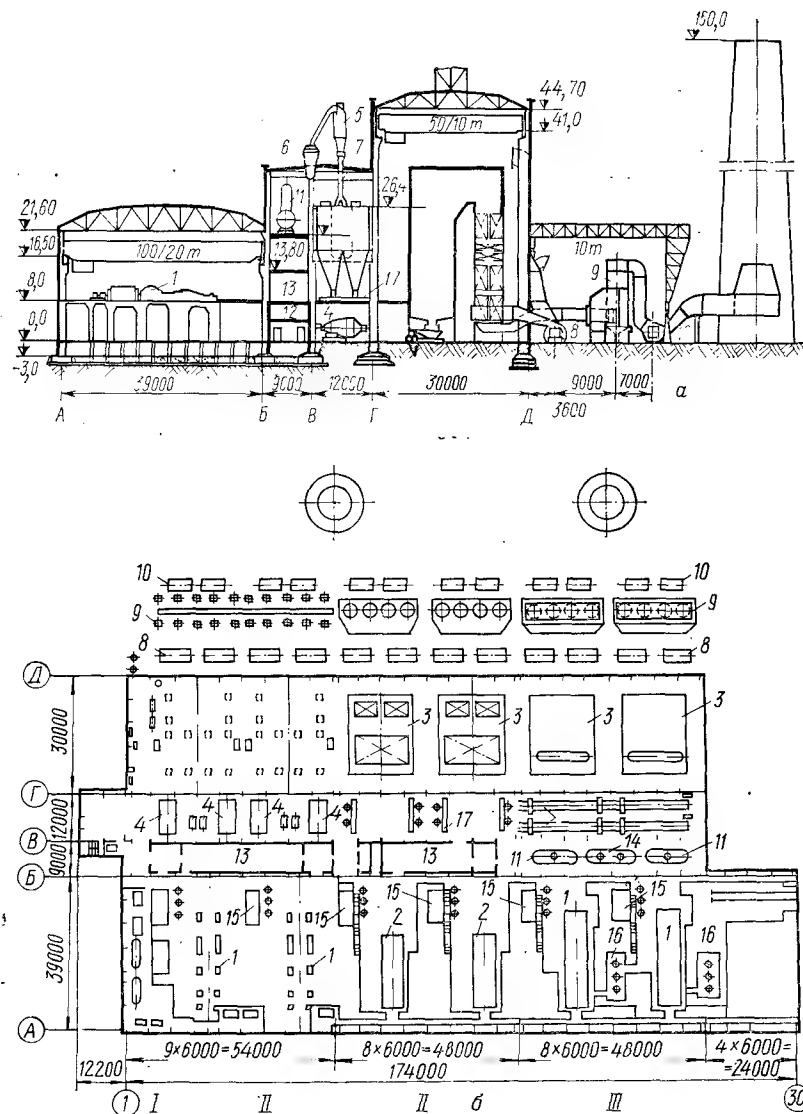


Рис. 15.2. Поперечный разрез (а) и план (б) главного здания ТЭЦ-350 МВт.
1 — турбоагрегат ПТ-50-130/13; 2 — турбоагрегат Р-25/30-90/18; 3 — ПГ (420 т/ч); 4 — мельница; 5 — циклон; 6 — сепаратор; 7 — конвейеры топливоподдачи; 8 — вентилятор; 9 — золоуловитель; 10 — дымосос; 11 — деаэрактор; 12 — распределительное устройство собственных нужд; 13 — групповые щиты управления; 14 — деаэрактор подпитки теплосети; 15 — питательные электронасосы; 16 — подогреватели сетевой воды; 17 — питатели сырого угля.

Типовой проект ТЭЦ заводского изготовления. Этот проект является дальнейшим развитием компоновок главных зданий ТЭЦ. Проект разработан в двух вариантах: для газомазутного топлива (ТЭЦ-ЗИГМ) и для твердого топлива (ТЭЦ-ЗИТТ). Главная особенность проекта заключается в том, что здание ТЭЦ здесь выполняется из отдельных секций, каждая из которых рассчитана на установку двух унифицированных котлов: ТГМ-96 для ТЭЦ-ЗИГМ и БЗК-420-140 для ТЭЦ-ЗИТТ и одной из шести типов турбин: ПТ-80, ПТ-135, Т-100, Т-175, Р-50 и Р-100. Длина секций не одинакова и зависит от типа турбин (рис. 15.3). Таким образом, главное здание ТЭЦ комплектуется из ряда секций, типоразмер которых определяется типом выбранных турбин.

Для ТЭЦ-ЗИТТ разработаны три модификации секций применительно к разным типам систем пылеприготовления. Тепловая схема ТЭЦ блочная (дуль-блоки) с упрощенными поперечными связями. В секции устанавливается не только основное, но и все вспомогательное оборудование блока. У постоянного и временного торцов предусматриваются секции, не занятые оборудованием. Предназначаются они для выполнения ремонтных работ.

Строительная часть главного здания выполняется из стандартных элементов и монтажных блоков заводской поставки. Наряду с комплектной поставкой оборудования это позволяет сооружать ТЭЦ современными промышленными методами и в кратчайшие сроки.

Типовые проекты ГРЭС мощностью 1200 и 2400 МВт. В начале 60-х годов был разработан проект ГРЭС мощностью 1200 МВт с возможностью установки в главном здании блоков мощностью 100 и 200 МВт. В дальнейшем проект был переработан для ГРЭС мощностью 2400 МВт, в котором можно было устанавливать блоки мощностью 200 МВт и вновь созданные блоки 300 МВт. В каждом блоке предусматривалась установка одной турбины и одного двухкорпусного котла. Разработаны были варианты проекта для твердого топлива с индивидуальной системой пылеприготовления и с центральным пылезаводом, а также газомазутный вариант.

В проекте предусматривались поперечная установка турбин и расположение котлов фронтом к турбинному залу; наружная установка регенеративных воздухоподогревателей, электрофильтров, вентиляторов и дымососов; выполнение строительной части главного здания из сборного железобетона, доля которого составляла 92% общего объема. В некоторых вариантах проекта наружная стена котельной совмещена с каркасом котла. Место для блочных щитов — по одному на 2 блока — и для главного щита управления предусмотрено в постоянном торце главного здания.

Проект был применен для сооружения небольшого числа электростанций. С 1967 г. начался выпуск однокорпусных котлов большой мощности и был разработан более совершенный «универсальный» проект главного здания.

Типовой проект универсального главного здания. Универсальность главного здания заключается в том, что сооружается оно из универсальных строительных конструкций и может быть использовано для КЭС и ТЭЦ на любом виде топлива. По первоначальному проекту

в здании устанавливались турбины мощностью от 100 до 300 МВт в блоке с котлами производительностью до 950 т/ч и теплофикационные турбины 50 и 100 МВт с котлами до 420 т/ч. В дальнейшем принцип универсальности был использован при разработке компоновок зданий КЭС с блоками 500 и 800 МВт.

Проект предусматривает несколько габаритных вариантов здания, каждый из которых предназначен для установки агрегатов и блоков определенной мощности. Строительная часть здания выполняется для всех вариантов аналогичной из деталей и конструкций, изготавливаемых заводским способом. Доля сборного бетона составляет около 95% общего объема, затрачиваемого на сооружение здания.

На рис. 15.4, а, б приведена компоновка газомазутной КЭС с блоками мощностью 300 МВт, выполненной по универсальному проекту. Главное здание, выполненное из сборного железобетона, имеет шаг несущих колонн 12 м. Такой шаг колонн применяется и для всех других вариантов здания. Турбинный зал выполнен с подвальным помещением, заглубленным на 2,7 м. Бункерно-деаэрационное отделение однопролетное. Для ТЭС на твердом топливе оно выполняется двухпролетным. Стена отделения, обращенная к котельной, совмещена с фронтовой стеной котла. Такой же вариант здания применяется для КЭС на твердом топливе при подготовке пыли на центральном пылезаводе; бункера пыли на таких КЭС размещаются между котлами.

В проекте принято поперечное расположение турбин. Однако конструкция здания не исключает возможности продольного их размещения.

Для блочных щитов управления (один щит на два блока) предусмотрены помещения в бункерно-деаэрационном отделении. В торце отделения размещается также и главный щит.

Использование универсальных проектов главных зданий создает условия для применения однотипных *проектов организации работ* (ПОР) при сооружении ТЭС. Применение однотипных ПОР упрощает организацию строительства и монтажа и создает возможность выполнения работ штатными строительно-монтажными подразделениями, оснащенными комплектом современного оборудования и механизмами.

Универсальные проекты имеют существенный недостаток, заключающийся в том, что если в данном габаритном варианте устанавливаются основные агрегаты не максимальной для данного габарита мощности, а меньшей, то удельный объем главного здания оказывается завышенным.

На рис. 15.5 показан проект универсального главного здания, разработанный для блоков мощностью 800 МВт на бурых углях с индивидуальными системами пылеприготовления. В отличие от описанных выше проектов здание имеет однопролетную бункерно-деаэрационную этажерку и двухрядное расположение бункеров сырого угля с двумя вводами в здание конвейеров подачи топлива. Щиты управления размещаются в отдельной пристройке, сооружаемой с внешней стороны турбинного зала. Расположение турбоагрегатов в связи с большой их длиной принято продольное.

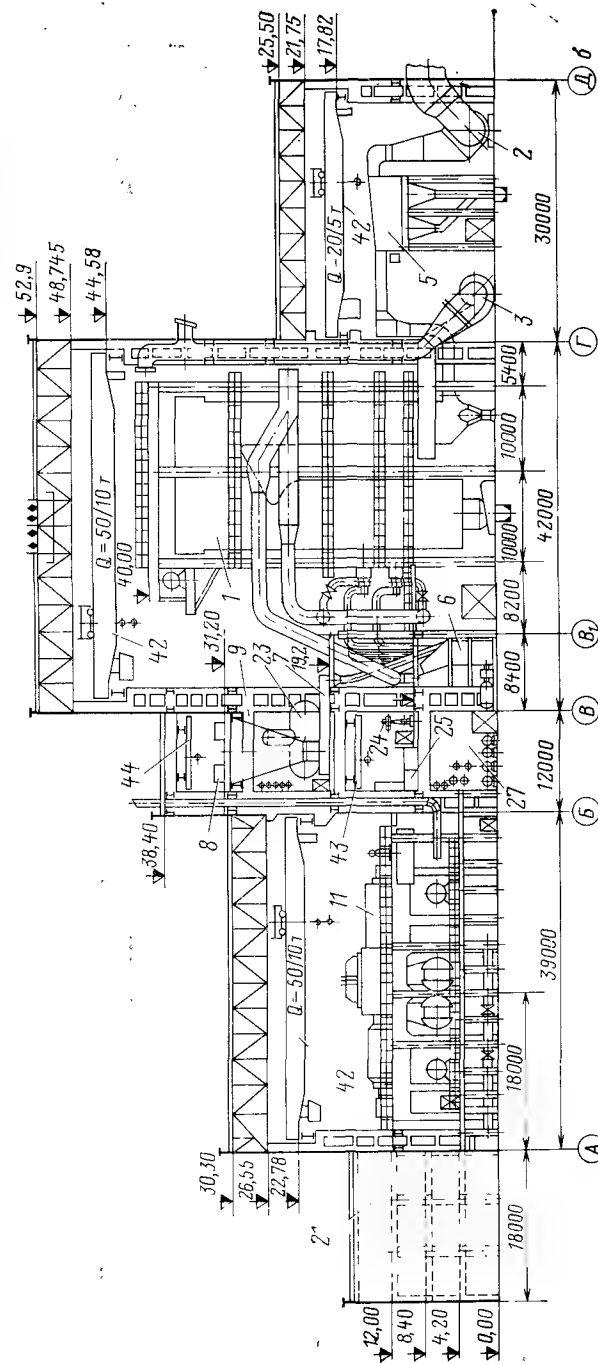
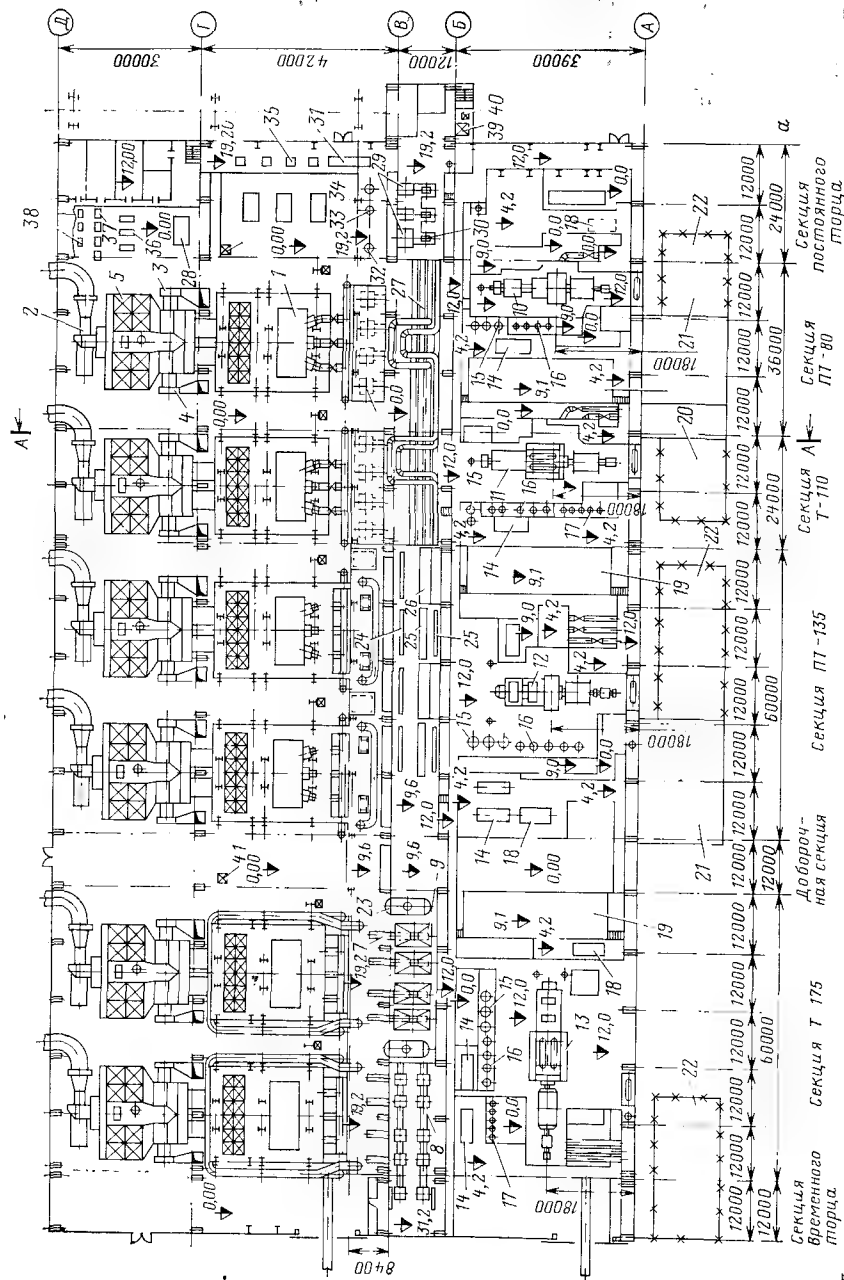
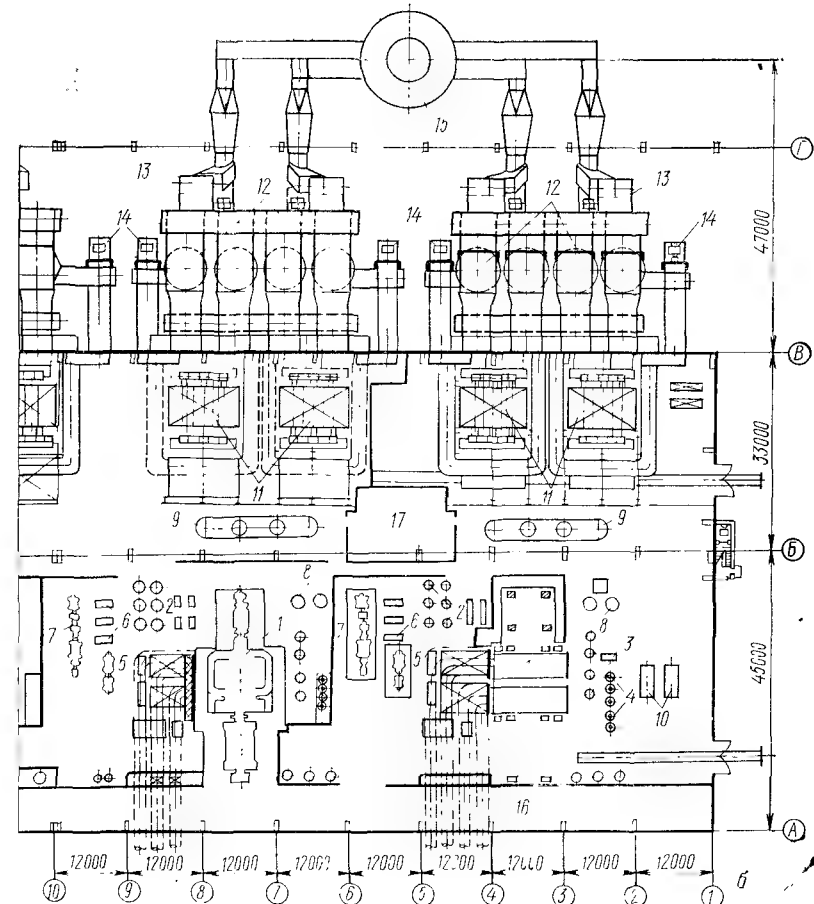


Рис. 15.3. Компоновка главного здания ТЭЦ-ЗИТ мощностью 500 МВт [план (а) и разрез (б)].
 1 — котел БКЗ-420-140; 2 — дымосос ДОД-31.5; 3 — дутьевой вентилятор ВДН-32 Б; 4 — мельничный вентилятор ВДН-26-11у; 5 — золоуловители (батарейные циклоны); 6 — молотковая мельница ММТ-1500/2510/740М; 7 — питатель сырого угля СПУ 900Х8000; 8 — конвейер топливopодачи; 9 — бункер сырого угля; 10-13 — турбины соответственно ПТ-80/100-130/13, Т-110/120-130/15 и Т-175/210-130; 14 — питательный насос ПНЗ-580-185-2; 15, 16 — подогреватели соответственно высокого и низкого давления; 17 — конденсатные насосы; 18 — резервный возбудитель; 19 — ру собственных нужд; 20, 21 — соответственно центральный и групповой щиты управления; 22 — открытая установка трансформаторов; 23 — деаэраторный бак 65 м³ с колонкой ДСП-500М2; 24, 25 — блоки трубопроводов соответствующего высокого и низкого давления; 26 — БРОУ; 27 — трубопроводы сетевой и сырой воды и технологического пара; 28 — сетевой насос СЭ-500-70; 29 — вакуумные деаэраторы ДСВ-800 и ДСВ-400; 30 — эжекторы деаэраторов; 31 — РОУ; 32 — подогреватель сетевой воды для котлорифоров; 33 — подогреватель деаэрированной воды ПСВ-200-7-15; 34 — бойлер ПСВ315-14-23; 35 — подогреватель погребатель сырой воды; 36 — воздухоуловка ТБ-80-1,8; 37 — насос сыпной воды ДС-630-90; 38 — насос орошающей воды Д-800-28; 39 — грузовой лифт $Q=3$ т; 40 — пассажирский лифт; 41 — грузовой лифт $Q=1$ т; 42 — кран мостовой; 43 — кран подвесной; 44 — кран банка $Q=3,2$ т.

Открытая установка основных агрегатов не исключает необходимости закрытия наиболее ответственных элементов оборудования



1 — турбоагрегат; 2 — подогреватели высокого давления; 3 — подогреватели низкого давления; 4 — конденсатные и перекачивающие насосы; 5 — питательный турбонасос; 6 — предвключенный питательный насос; 7 — питательный электронасос; 8 — испарители; 9 — деаэратор; 10 — резервный возбудитель; 11 — паровые котлы; 12 — воздухоподогреватели; 13 — дымосос; 14 — вентилятор; 15 — дымовая труба; 16 — распылостроительство собственных нужд; 17 — блочный щит управления; 18 — мостовой кран $Q=125$ т; 19 — мостовой кран $Q=30$ т; 20 — полукосовый кран $Q=30$ т.

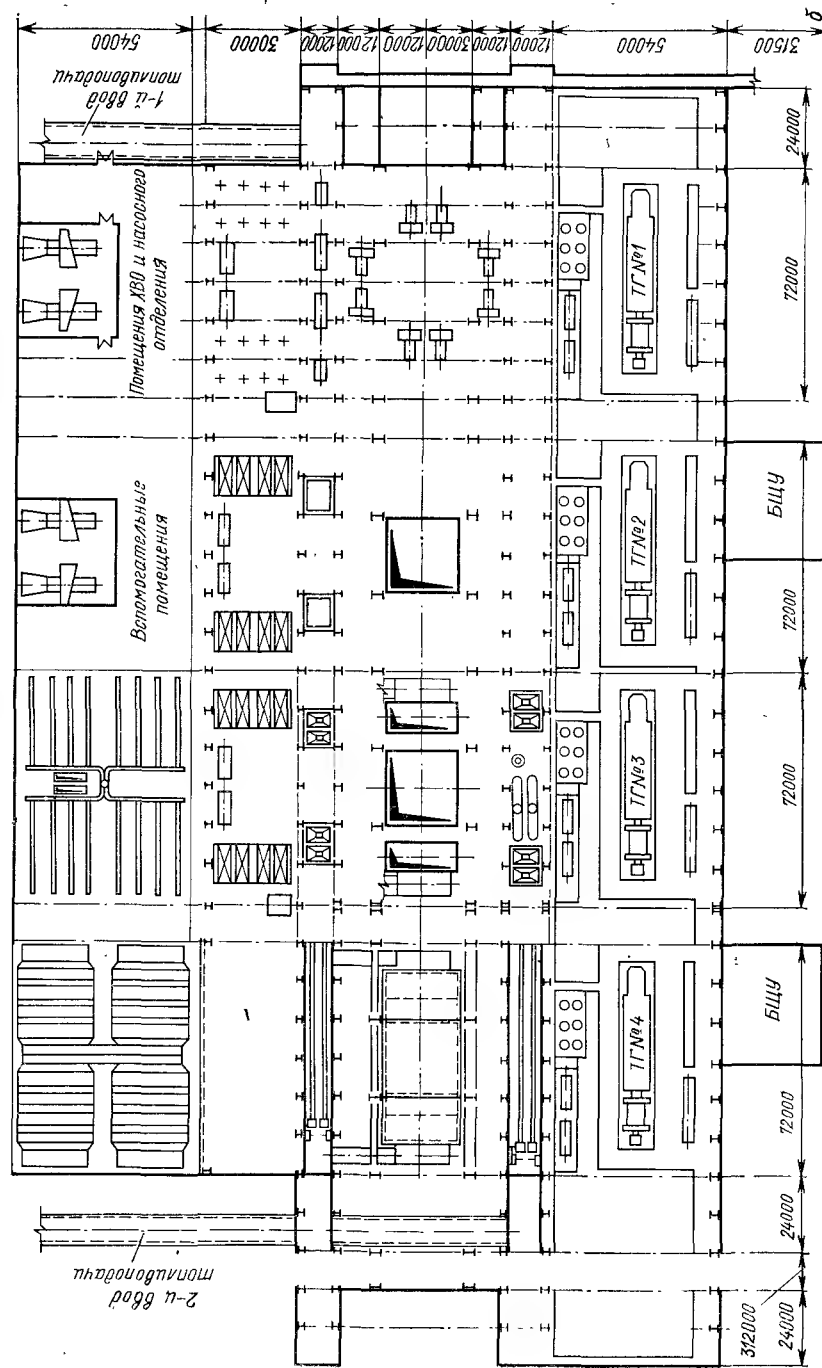
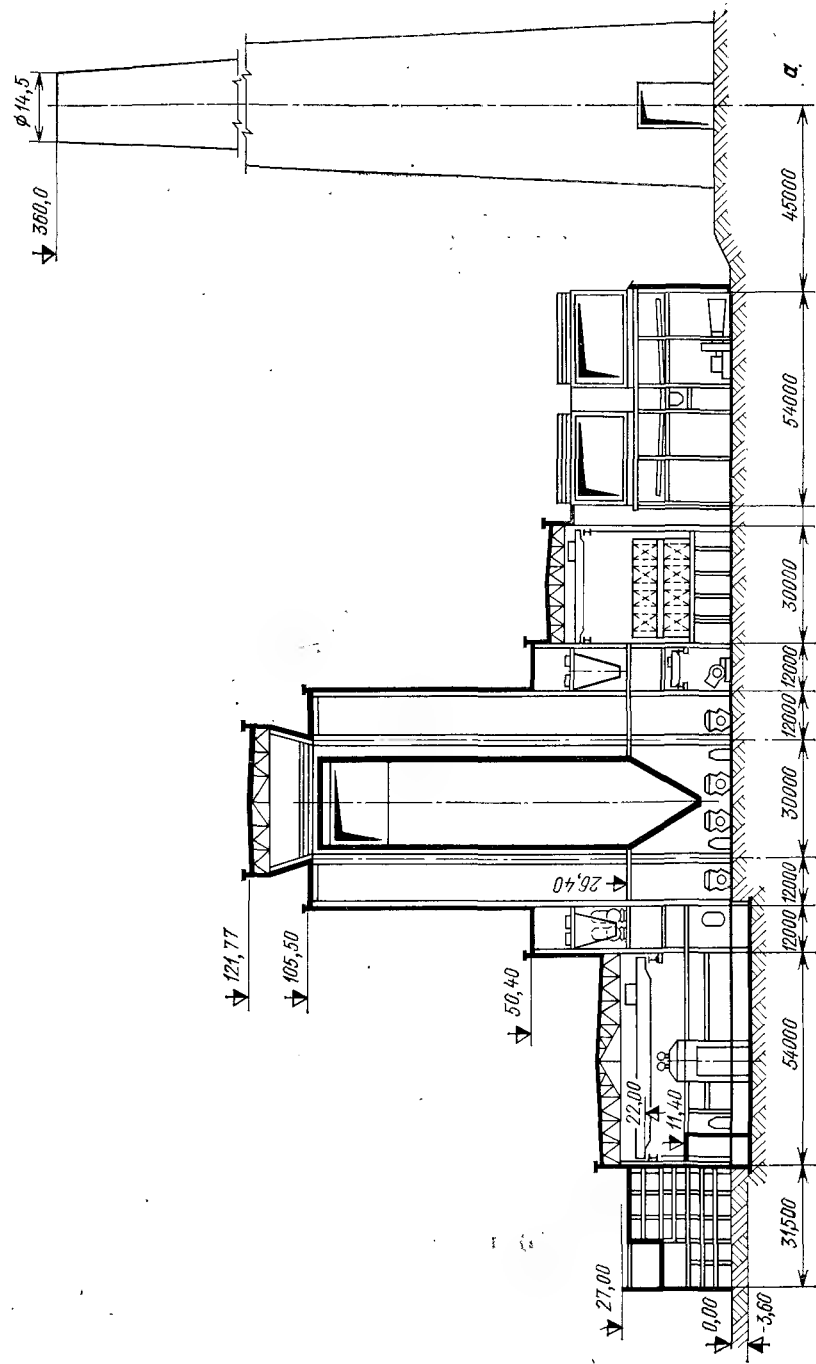


Рис. 15.5. Главное здание ГРЭС с блоками мощностью 800 МВт на буром угле.
а — разрез; б — план.

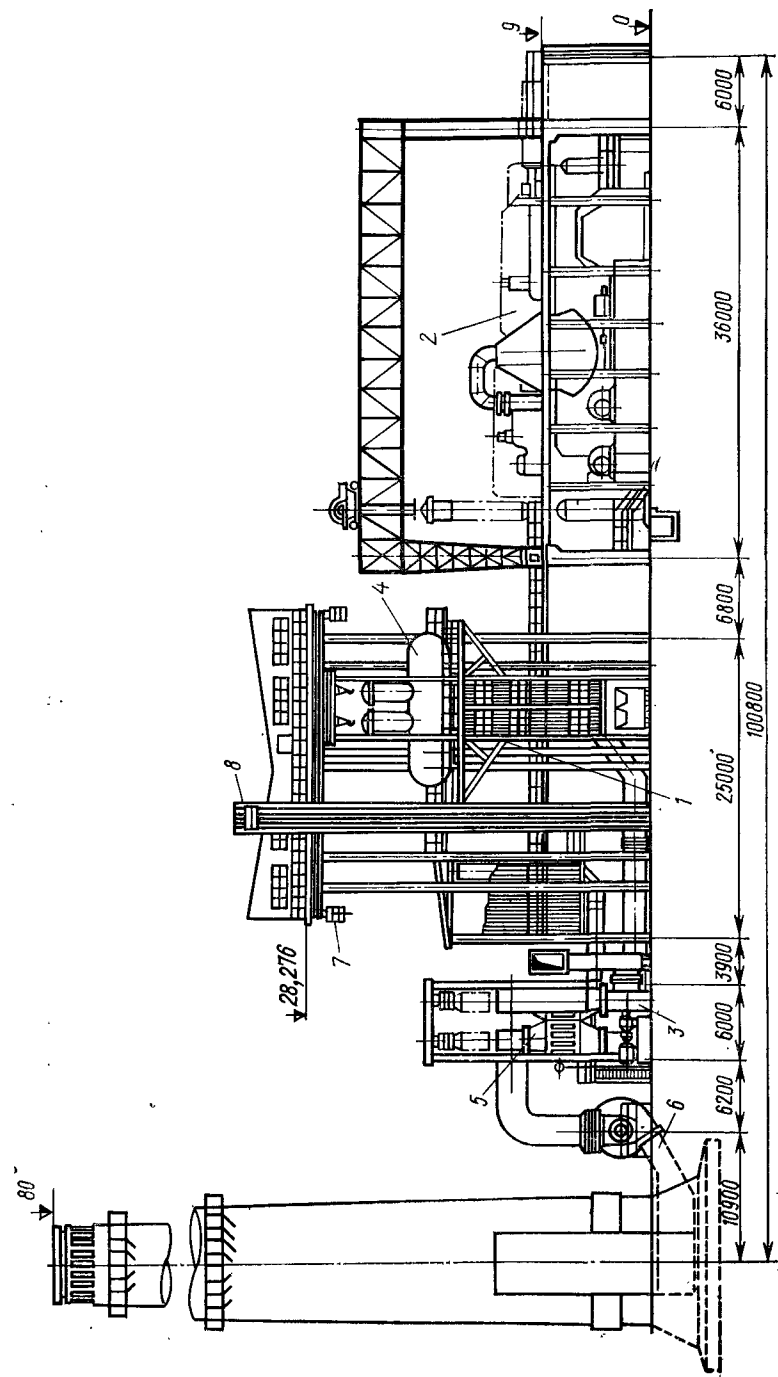


Рис. 15.6. Открытая компоновка основного оборудования ГРЭС 600 МВт.

1 — котел; 2 — турбоагрегат; 3 — вентилятор; 4 — деаэрагор; 5 — воздухоподогреватель; 6 — дымоход; 7 — теллер; 8 — лифт.

Так, в котельном отделении местные укрытия предусматриваются над горелками, водоуказательными приборами и узлами питания. В турбинном отделении укрытия в виде съемных кабин предусматриваются над цилиндрами высокого давления турбин и над возбуждателями генераторов. Габаритные размеры кабин и укрытий позволяют проводить осмотр оборудования и выполнять мелкий ремонт.

Вспомогательное оборудование турбин устанавливается в закрытом конденсационном помещении. Щиты управления блоками располагаются в помещениях, сооружаемых между котлами на отметке 11 м. Общий щит управления располагается в отдельном здании.

Электростанции с открытой компоновкой сооружаются в районах с жарким и сухим климатом. В нашей стране — это юг Средней Азии и Закавказье, где в зимнее время все же бывают периоды отрицательных температур и выпадения обильных осадков. В связи с этим каркасы котлов рассчитываются с запасом 8—10% на дополнительную нагрузку от ветра и снегового покрова. Обмуровку котлов и теплоизоляцию оборудования защищают от действия атмосферных осадков гидроизолирующими покрытиями или металлической облицовкой. Металлические поверхности оборудования защищают антикоррозионными покрытиями.

Трубопроводы при открытой компоновке прокладываются пакетами вместе с горячими «спутниками» (трубами с горячей водой или паром) или снабжаются электрообогревом. Это обеспечивает защиту от замерзания воды и разрыва при остановке оборудования в зимнее время. С этой же целью применяется воздушная, а не паровая обдувка поверхностей нагрева, а также обогрев их при остановке котлов горячим воздухом или дымовыми газами, забираемыми от работающего ПГ.

Для предупреждения увлажнения обмоток применяются электродвигатели герметичного исполнения. Все вращающиеся механизмы собственных нужд имеют подшипники качения, не требующие водяного охлаждения. Перечисленные дополнительные требования к оборудованию повышают его стоимость по сравнению с обычным на 1,5—2,0%.

Применение открытой компоновки позволяет на 30—40% сократить строительный объем главного здания и на 8—9 мес ускорить сооружение всей электростанции. Достижимое при этом снижение стоимости главного здания составляет 1,5—2,0%. Небольшая экономия объясняется удорожанием оборудования и сравнительно небольшой долей строительной части в общем объеме капитальных вложений в главное здание, составляющей 10—15%. Сопоставимые данные по отдельным видам затрат приведены в табл. 15.1.

Необходимо отметить, что главного здания как такового при открытой компоновке нет. Главным зданием именуется комплекс строительных сооружений и конструкций в виде подземных и полуподземных этажей, колонн, перекрытий и изолированных помещений для щитов управления, лабораторий, мастерских, административных служб и т. д.

За рубежом (США, Франция и др.) находят применение полукрытые компоновки, при которых стеновое ограждение отсутствует только над паровыми котлами.

Таблица 15.1. Удельные затраты на сооружение отдельных элементов ТЭС при закрытой и открытой компоновках оборудования, руб/кВт

Затраты	ТЭС-2400 (8 × 300) на каменном угле		ТЭС-600 (4 × 150) на газе	
	Закрытая	Открытая	Закрытая	Открытая
Оборудование	40,8	42,3	38,3	39,5
Наземные конструкции главного здания	2,6	1,0	3,1	1,1
Подземные конструкции главного здания	1,8	2,0	2,0	2,2
Строительные сооружения без фундаментов под оборудование	4,4	3,0	5,1	3,3

15.5. КОМПОНОВКА ГЛАВНЫХ ЗДАНИЙ АЭС

Рассмотренные в § 15.2 факторы, определяющие компоновку главных зданий ТЭС, остаются в силе и для АЭС. Дополнительными требованиями являются обеспечение радиационной безопасности внутри и за пределами здания и локализация любой аварии оборудования, гарантирующая защиту окружающей среды от попадания в нее источников радиоактивного излучения.

Исключение тяжелой аварии реакторной установки обеспечивается повышенной надежностью исполнения оборудования, а локализация аварии — компоновкой главного здания.

Главное здание современных АЭС выполняется по сомкнутому и разомкнутому типам. При сомкнутом типе (рис. 15.7) реакторное и турбинное отделения и располагаемое между ними деаэрационное помещение вплотную примыкают друг к другу, образуя единое здание. При разомкнутой компоновке реакторное отделение размещается в отдельном здании специальной конструкции (рис. 15.8), выполняемом в виде сферы или цилиндра из металла или железобетона. В здании, отстоящем от реакторного на 10—20 м, размещается турбинное оборудование.

До сих пор нет единого мнения о предпочтительности того или иного варианта компоновки: АЭС в нашей стране (Белоярская, Нововоронежская, Ленинградская и др.) построены по сомкнутому варианту. За рубежом (Великобритания, США, Франция и др.) в большинстве случаев применяют разомкнутую компоновку. Несколько АЭС построено с открытой установкой турбинного оборудования.

При сомкнутом варианте строительная часть главного здания имеет простые архитектурные формы, характерные для современных ТЭС. Стеновые ограждения зданий возводятся индустриальными методами из типовых железобетонных элементов заводского изготовления. Отсутствие разрыва между реакторным и турбинным отделениями обеспечивает кратчайшую протяженность соединительных трубопроводов. В совокупности все это обуславливает меньшую стоимость здания, чем при разомкнутом варианте. Вопросы обеспечения безопасности при сомкнутом варианте также решаются с достаточной надежностью.

Основными достоинствами разомкнутого варианта являются полная изоляция реакторной установки и повышенная гарантия локализации аварии. При строительстве АЭС в странах с высокой плотностью населения этому придается большое значение, поскольку вероятность тяжелой аварии хотя и ничтожна, но не может полностью игнорироваться. В нашей стране для АЭС с реактором ВВЭР-1000 также применена разомкнутая компоновка главного здания.

Недостатками разомкнутого варианта компоновки являются более протяженные коммуникации пара и воды, чем при сомкнутом варианте, и высокая стоимость здания (оболочки) над реакторной установкой.

В начальный период развития ядерной энергетики оболочки над реакторными установками выполнялись металлическими. На современных АЭС их делают из предварительно напряженного железобетона с двойной внутренней облицовкой из нержавеющей стали. Зазор между облицовками вентилируется в целях контроля протечек и предупреждения их выхода в атмосферу. На АЭС с ВВЭР-1000 оболочка имеет форму цилиндра и выполнена из монолитного железобетона с одинарной внутренней облицовкой (рис. 15.9). Оболочка рассчитывается на избыточное внутреннее давление, которое может возникнуть вследствие парообразования [при] наиболее тяжелой аварии — разрыве трубопровода первого контура. Давление связано с объемом воды в первом контуре и размерами оболочки: чем оболочка меньше, тем давление больше. При проектировании оболочек за расчетное принимают давление 300—350 кПа. Объем и геометрические размеры оболочек определяются по количеству образующегося пара и его объему при расчетном давлении.

Для мощных реакторов с большим объемом теплоносителя размеры оболочек получаются слишком большими и дорогостоящими. В целях уменьшения размеров применяются мероприятия, позволяющие снижать давление пара, образующегося при разрыве первого контура. Наиболее распространенными из них являются барботаж пара и применение спринклерных установок. Действие барботеров заключается в том, что образующийся пар не сразу поступает в оболочку, а проходит слой воды в баке барботера. Объем пара при этом уменьшается, так как часть его конденсируется. Спринклерная установка в виде многочисленных разбрызгивающих розеток на трубопроводах сооружается над реактором и включается автоматически при повышении температуры в реакторном помещении. Вода в установку подается с добавкой бора.

Перспективным мероприятием считается применение «ледовых конденсаторов» в виде блоков льда, намораживаемых на трубах холодильной установки, прокладываемых на специальной галерее по периферии оболочки. Лед служит конденсатором пара.

Анализ проектных аварий* показывает, что наиболее тяжелые последствия следует ожидать при авариях корпусных реакторов,

* Проектной называется авария, вероятность которой для данного типа реактора не может считаться равной нулю. Меры по предупреждению аварии и ее последствий разрабатываются при проектировании реактора.

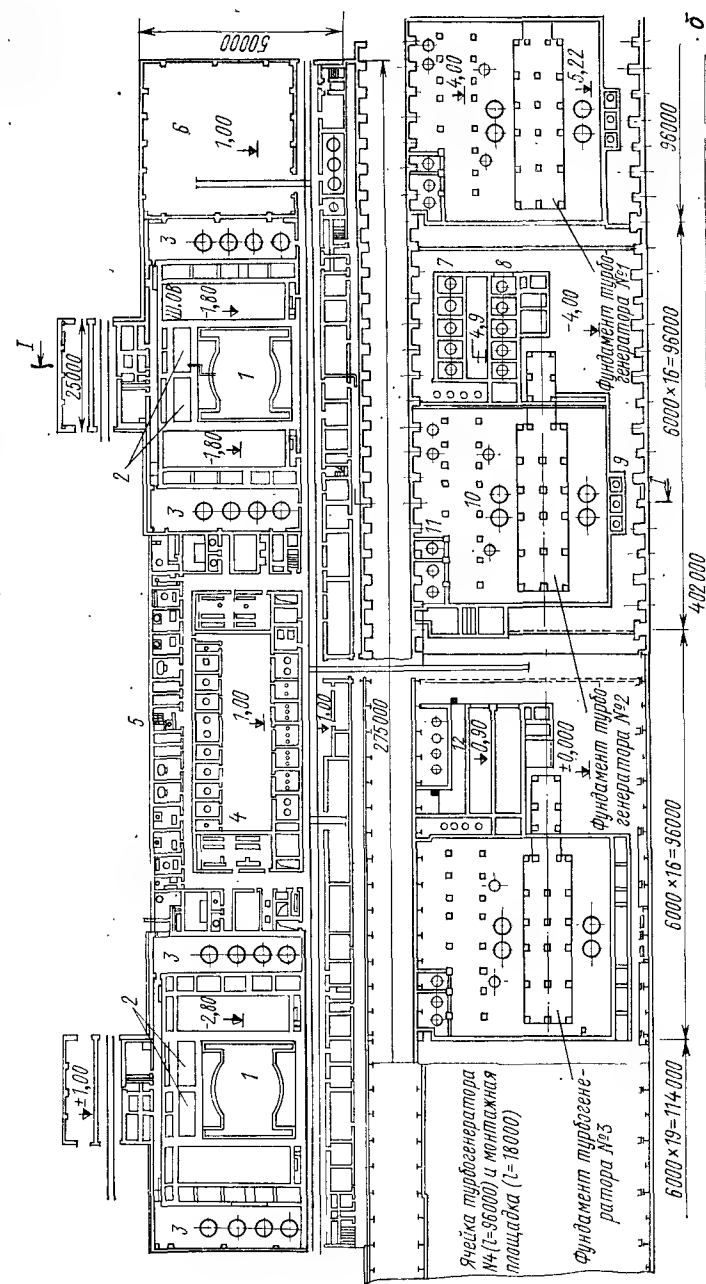
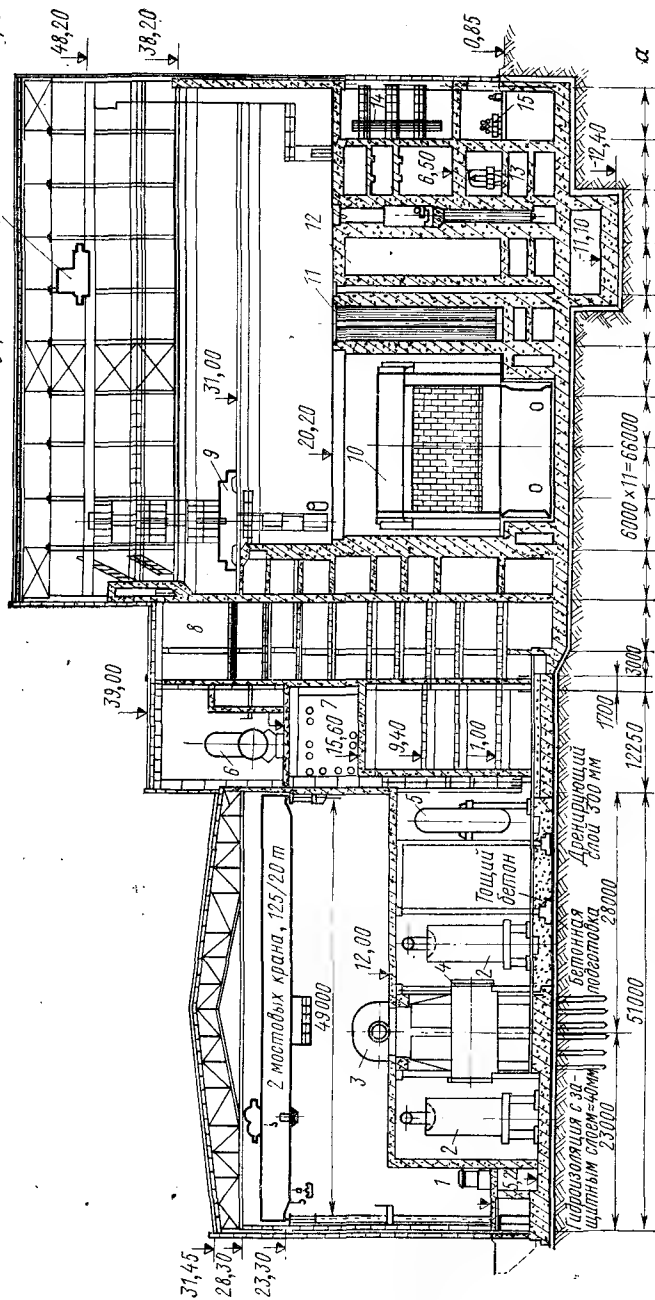


Рис. 15.7. Сомкнутая компоновка главного здания АЭС с реактором типа РБМК-1000.

рис. 15.1. Сомкнутая компоновка главного здания ЛЭС с реактором типа БМД-1000.

а — поперечный разрез: 1 — конденсаторный насос; 2 — сепаратор-напогреватель; 3 — турбоагрегат; 4 — конденсатор; 5 — испаритель; 6 — деаэраатор; 7 — трубопроводный коридор; 8 — этажерка вспомогательных устройств; 9 — перегрузочная машина; 10 — реактор; 11 — бассейн выдержки; 12 — горячая камера; 13 — затон-контейнер; 14 — хранилище свежих твэлов; 15 — авто-машина-контейнер; 16 — план; 17 — бассейн выдержки; 3 — главные циркуляционные насосы; 4 — помещения свежих твэлов; 5 — помещения для устройств; 6 — ремонтная мастерская реакторного отделения; 7, 8 — фильтры конденсатов; 9 — конденсатные насосы; 10 — сепаратор-напогреватель; 11 — ПНД; 12 — технологический конденсатор.

имеющих большой объем теплоносителя в корпусе. Для реакторов канального типа тяжелые аварии менее вероятны, поскольку условием их возникновения должно быть одновременное повреждение большого числа каналов. Совершенно очевидно, что последствия тяжелой аварии будут тем значительнее, чем больше мощность реактора.

Из изложенного выше следует, что разомкнутая компоновка целесообразна в первую очередь для АЭС с реакторами корпусного типа большой мощности.

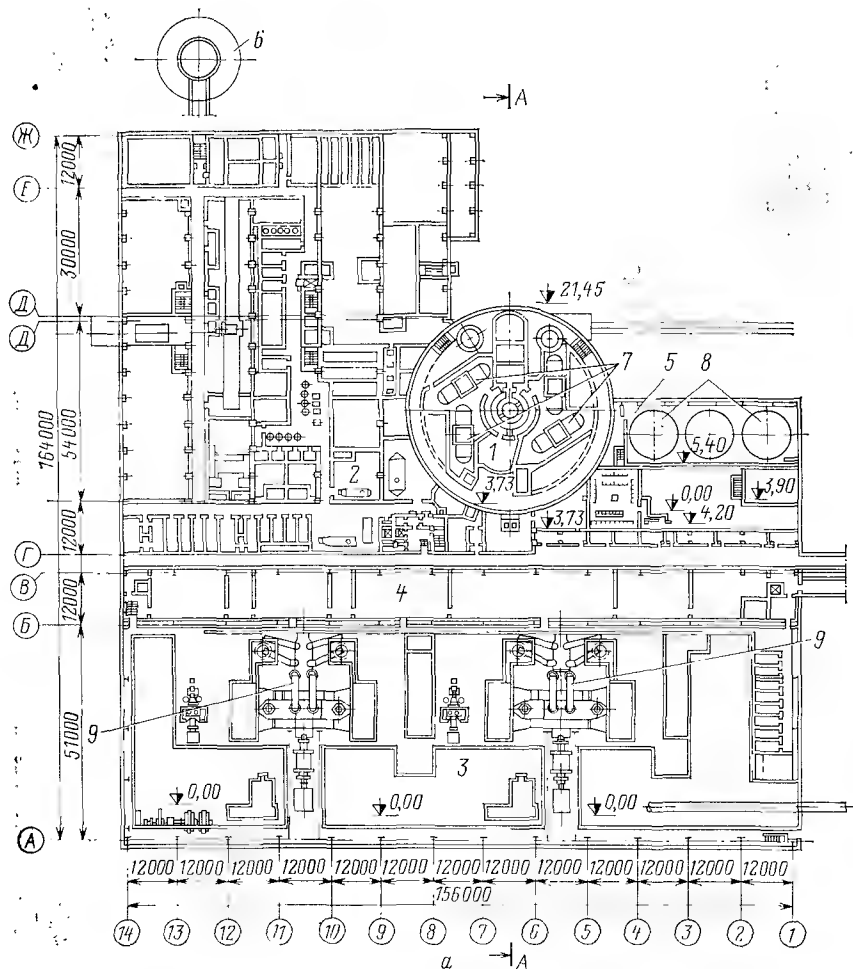


Рис. 15.8. Главное здание АЭС [план (а) и разрез (б)] разомкнутого типа (АЭС с реактором ВВЭР-1000).

1 — реакторное отделение; 2 — спецкорпус; 3 — турбинный зал; 4 — деаэрационная этажерка; 5 — емкость для аварийного запаса бора; 6 — вентиляционная труба; 7 — ПГ; 8 — баки для хранения раствора бора; 9 — турбина; 10 — генератор; 11 — конденсатор; 12 — возбудитель; 13 — сепаратор-перегреватель; 14, 15 — ПНД; 16 — мостовой кран; 17 — деаэрактор; 18 — трансформатор; 19 — компенсатор объема; 20 — гидроемкость; 21 — вентиляционная установка Р-2; 22 — теплообменник аварийного расхолаживания; 23 — расширитель продувки ПГ; 24 — мостовой кран кругового действия; 25 — реактор; 26 — перегрузочная машина; 27 — блочный щит управления; 28 — приточный вентиляционный центр.

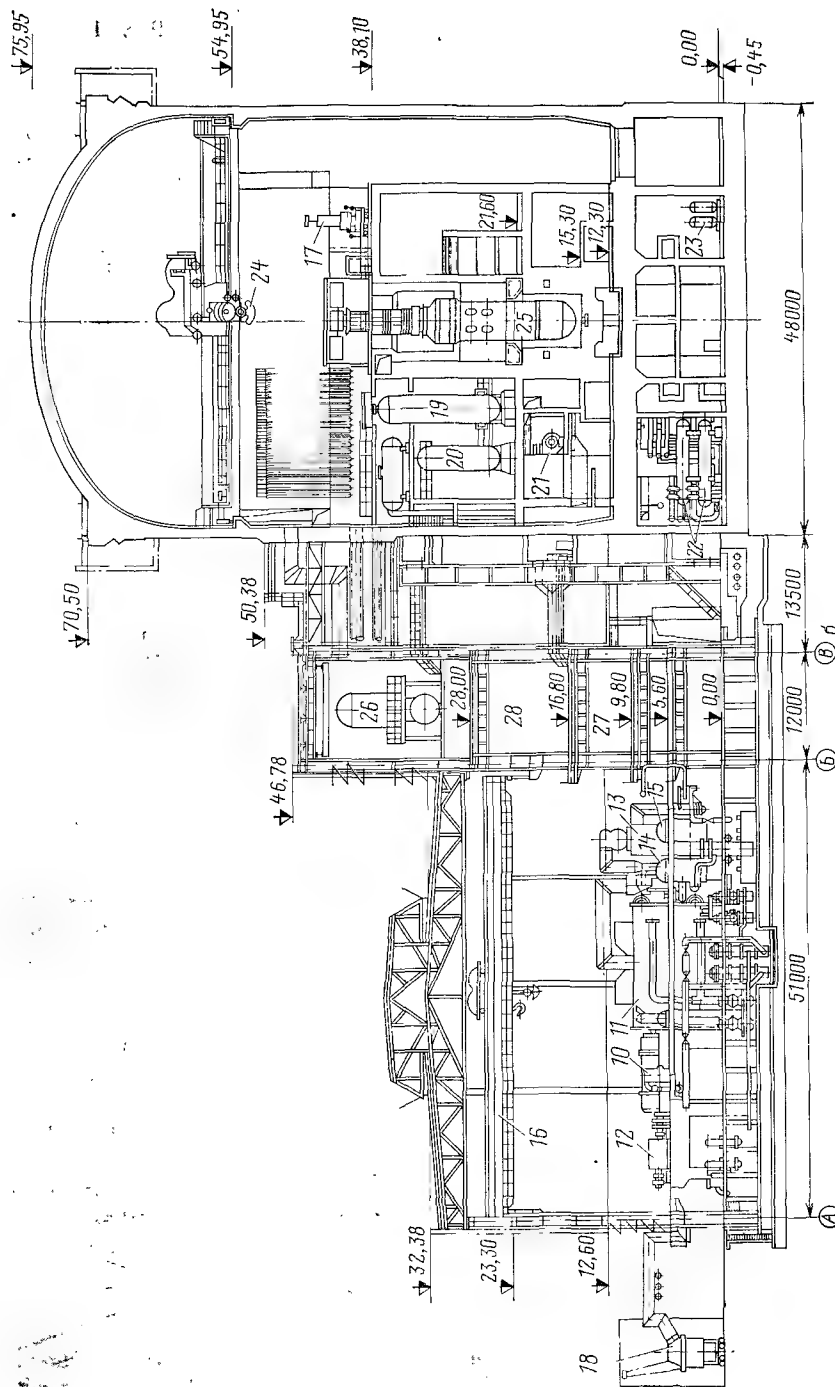
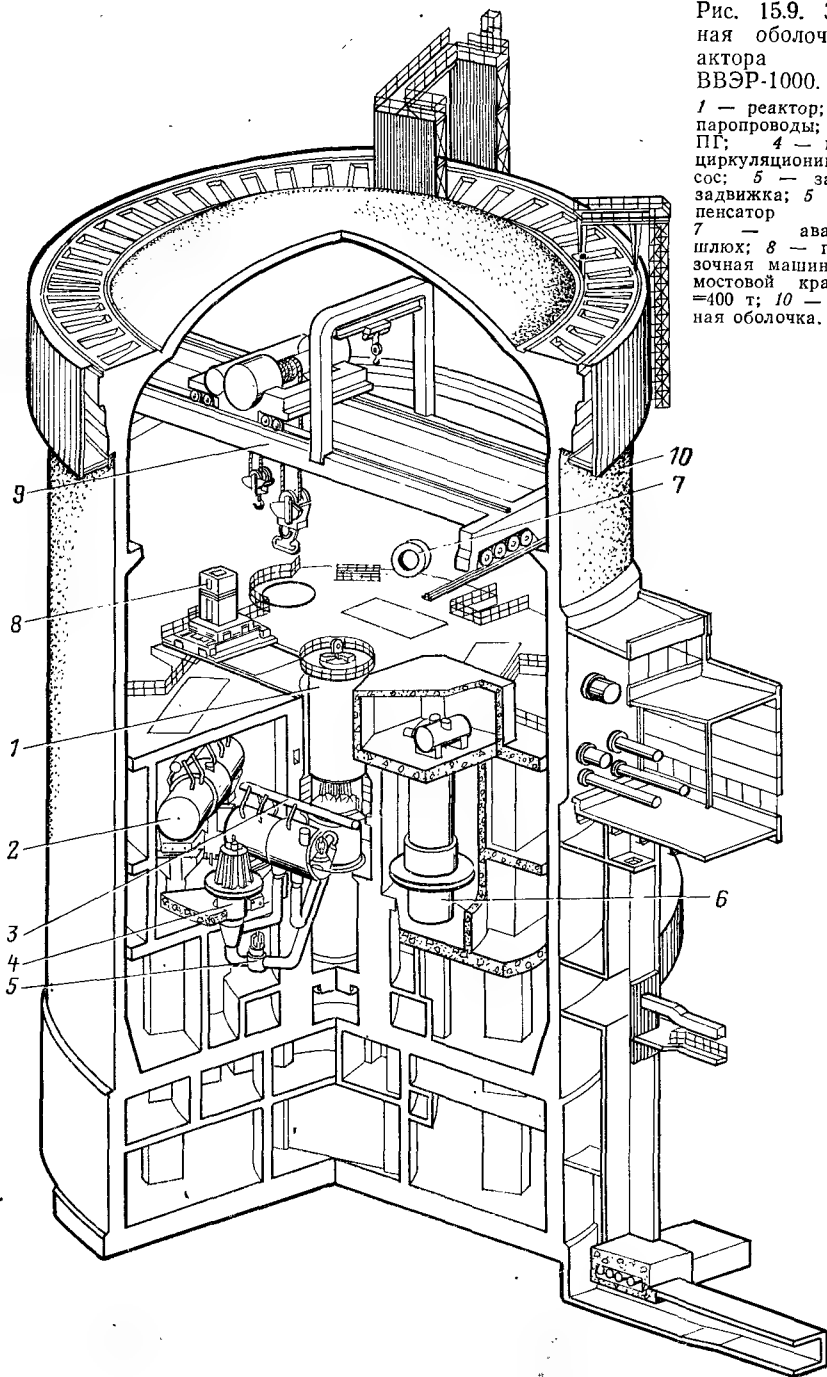


Рис. 15.9. Защитная оболочка реактора ВВЭР-1000.

1 — реактор; 2 — паропроводы; 3 — ПГ; 4 — главный циркуляционный насос; 5 — запорная задвижка; 6 — компенсатор объема; 7 — аварийный шлюз; 8 — перегрузочная машина; 9 — мостовой кран $Q=400$ т; 10 — защитная оболочка.



При компоновке помещений главного здания предусматривается деление их на две зоны: строгого режима и чистую. К зоне строгого режима относятся помещения реактора и все другие, где установлено оборудование и проходят коммуникации первого контура, лаборатория исследования твэлов (горячая камера), помещения спецводоочистки, вентиляционного центра, контура расхолаживания и прочие, в которых имеются источники ионизирующего излучения. Все вспомогательные помещения, сообщающиеся с указанными выше, также относятся к зоне строгого режима независимо от наличия в них источников излучения.

В чистую зону выделяются помещения щитов управления, административных служб и все другие с постоянным пребыванием персонала, из которых нет свободного доступа в зону строгого режима. Наличие источников излучения в чистой зоне полностью исключено.

Турбинное отделение может быть отнесено как к той, так и к другой зоне в зависимости от схемы АЭС. При двухконтурной схеме пар не радиоактивен, поэтому турбинное отделение относят к чистой зоне; на одноконтурных АЭС — к зоне строгого режима. На АЭС с ядерным перегревом пара радиоактивность его незначительна, поэтому турбинное отделение выделяют в отдельную зону, именуемую зоной ограниченного доступа.

Компоновка реакторного отделения. Компоновка определяется схемой АЭС и набором основного технологического оборудования. Кроме реактора здесь устанавливаются ПГ, компенсаторы объема, циркуляционные насосы, сепараторы. Размещается многочисленное вспомогательное оборудование и устройства: барботеры, теплообменники и насосы контура расхолаживания, газгольдеры, бассейн выдержки твэлов, транспортно-технологическое оборудование, вентиляционная установка, лаборатория «горячая камера», устройства для сбора и удаления радиоактивных отходов и др. Все основное технологическое оборудование размещается в отдельных помещениях — боксах; вспомогательное — с учетом его назначения — рядом с основным оборудованием или также в отдельных боксах.

Элементы помещения (полы, потолки, стены, двери) рассчитываются на поглощение излучения от установленного оборудования, интенсивность которого вне помещения не должна превосходить допустимых значений. В качестве строительного материала применяется монолитный железобетон, а для помещений, где оборудование имеет особо высокий уровень излучения, — тяжелый железобетон с заполнителем в виде железной руды (лимонита), стальной дробы, борсодержащей руды. Плотность и поглощающая способность тяжелого бетона выше, чем обычного.

Помещения, в которых размещается оборудование первого контура, рассчитываются на восприятие внутреннего давления 300—350 кПа, а двери и проходки труб через стены выполняются с герметизирующими уплотнениями.

Пол и стены помещений на высоту 250—300 мм покрывают нержавеющей сталью или пластмассой, создавая поддон под оборудованием, а остальную часть стен и потолок — стойкими красками, выдерживающими обмывку помещений моющими растворами.

Все помещения реакторного отделения по условиям пребывания в них персонала подразделяются на три категории. К первой относятся необслуживаемые помещения, пребывание людей в которых во время работы реактора не допускается. Ко второй — полуобслуживаемые помещения, в них допускается кратковременное пребывание людей по специальным разрешениям (нарядам). Третья категория — это обслуживаемые помещения, предназначенные для постоянного пребывания персонала в рабочее время.

Во всех помещениях устанавливаются дублированные приборы дозиметрического контроля с местной звуковой и световой сигнализацией и вторичными приборами, выведенными на дозиметрический щит. Предусматривается приточно-вытяжная вентиляция со сбросом воздуха через фильтры в вентиляционную трубу.

Реактор обычно располагают в центре реакторного отделения в заглубленной железобетонной шахте, стены которой чаще всего выполняются из тяжелого железобетона.

В одном помещении с реактором сооружается бассейн выдержки отработавших твэлов.

Рядом с шахтой реактора располагаются боксы барботеров, компенсаторов объема, сепараторов, циркуляционных насосов, ПГ. В новейших компоновках в целях упрощения конструкции здания применяется совмещение оборудования, т. е. установка в одном боксе нескольких ПГ, циркуляционных насосов или других устройств.

Технологическое оборудование размещается на разных отметках; это обеспечивает компактность всей реакторной установки и, кроме того, создает условия естественной компенсации трубопроводов при температурных деформациях. На разной высоте устанавливается оборудование, требующее частого ремонта или профилактического осмотра. Так, электроприводы задвижек, а на некоторых АЭС и приводы циркуляционных насосов устанавливаются в соседних по высоте боксах.

Перечисленные выше помещения (боксы) относятся к категории необслуживаемых и компонуются таким образом, чтоб двери из них выходили в общие коридоры зоны строгого режима. Для снижения уровня излучения в коридорах двери выполняются стальными толщиной 400—450 мм и снабжаются герметичными уплотнениями.

Ремонтным и перегрузочным работам всегда предшествует обмывка оборудования специальными моющими растворами. Для сбора растворов и обмывочных вод полы в помещениях делаются с уклоном. Предусматриваются приемки для сбора вод и спуска их на нижние отметки здания, где устанавливаются вакуумные устройства (монжусы) для их удаления в спецводоочистку или в могильники.

При совмещенной компоновке в реакторном помещении (на верхних отметках) сооружается вентиляционная установка, состоящая из нескольких групп вентиляторов. Каждая группа работает на одну вентиляционную систему, обслуживающую одно или несколько однотипных по категории помещений. Рядом с вентиляционной установкой размещается обычно группа боксов для фильтров очистки воздуха и газогорелочных выдержки радиоактивных газов. При разомкнутой компонов-

ке перечисленное выше оборудование размещается в отдельной пристройке к главному зданию.

По-разному решается вопрос о размещении спецводоочистки. Как известно, эта система связана многочисленными технологическими трубопроводами с реакторной установкой. По условиям сокращения их длины спецводоочистку целесообразно располагать вблизи реакторной установки или даже непосредственно в главном здании. Такое решение реализовано на нескольких отечественных АЭС. Однако в большинстве последних компоновок система спецводоочистки размещается в отдельном помещении, сооружаемом рядом с главным зданием, что улучшает радиационную обстановку на АЭС.

Для выполнения монтажных и ремонтных работ в реакторном помещении устанавливается один мостовой кран, управление которым осуществляется из кабины с надежной биологической защитой. Грузоподъемность крана выбирается в соответствии с наиболее тяжелым элементом оборудования. Таким элементом является обычно корпус реактора, ПГ или сепаратор. Отдельные помещения выделяются для ремонтной мастерской и инструментальной.

В реакторном отделении или пристройке к нему сооружаются санитарно-бытовые и хозяйственные помещения: гардеробы производственной и повседневной одежды, душ, спецпрачечная. Компонуются эти помещения таким образом, чтобы выход из реакторного помещения мог быть только через гардероб производственной одежды.

Компоновка деаэрационного отделения. Это помещение имеет несколько этажей и располагается между реакторным и турбинным отделениями. При разомкнутой компоновке оно примыкает к турбинному отделению. Верхний этаж отводится обычно для установки деаэраторов. На некоторых АЭС на этом же этаже сооружается обособленное помещение для вентиляционной установки.

На отметке 8—9 м располагаются помещения блочных щитов управления. На нулевой отметке, сооружается кабельный полуэтаж и распределительное устройство собственных нужд, устанавливаются агрегаты системы надежного питания, питательные насосы и т. д.

В подвальном или полуподвальном этаже располагается трубопроводный коридор, в котором прокладываются магистрали технической, хозяйственной и пожарной воды. Расположение водяных магистралей на нижних отметках применяется как обязательное, так как это снижает вероятность затопления оборудования и кабелей при повреждении трубопроводов.

Компоновка турбинного отделения. Размещение основных агрегатов и вспомогательного оборудования в турбинном отделении производится с соблюдением тех же норм и требований, которые действуют для ТЭС. Продольное или поперечное расположение турбин выбирается в зависимости от компоновки главного здания. При разомкнутой компоновке чаще применяется поперечное расположение, обеспечивающее кратчайшую длину основных соединительных трубопроводов и меньшую длину турбинного отделения. Из тех же соображений при сомкнутой компоновке и установке нескольких турбин на один реактор предпочтительнее продольное расположение.

16.1. ПОТРЕБИТЕЛИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ВОДЫ

Для нормальной работы электростанций требуется надежное и бесперебойное снабжение их водой. Потребителями воды на ТЭС и АЭС являются конденсаторы турбин и технологические конденсаторы, системы охлаждения подшипников оборудования, расхолаживания реакторов, водоподготовки и гидравлического золошлакоудаления, многочисленные вспомогательные теплообменники и системы. Общий расход воды складывается из расходов отдельных потребителей и должен соответствовать дебиту выбранного источника водоснабжения.

Конденсаторы турбин являются основными потребителями воды. На электростанциях применяются одноходовые и многоходовые (до четырех ходов) конденсаторы. В одноходовых конденсаторах вода подается во входную камеру и, пройдя трубки и выходную камеру, сбрасывается в сливные трубы. В двух-, трех- или четырехходовых конденсаторах вода проходит последовательно 2—4 раза по отдельным группам трубок и затем сбрасывается. Несмотря на несколько большее гидравлическое сопротивление, чаще применяются многоходовые конденсаторы в основном из-за того, что удельный расход воды на конденсацию пара в них меньше, чем в одноходовых.

Характеристикой конденсатора является кратность охлаждения, определяемая по формуле

$$m = G_K / D_K, \quad (16.1)$$

где G_K — расход воды, кг/с; D_K — расход пара в конденсатор, кг/с. Для многоходовых конденсаторов $m = 50 \div 70$, для одноходовых $m = 100 \div 110$.

Расход воды для конденсации пара и поддержания необходимого вакуума в конденсаторе определяется из уравнения баланса тепла:

$$D_K (i_K^H - i_K) = G_K (i_{в,2} - i_{в,1}). \quad (16.2)$$

Отсюда расход воды (кг/с) будет равен

$$G_K = \frac{D_K (i_K^H - i_K)}{i_{в,2} - i_{в,1}}, \quad (16.3)$$

где i_K^H , i_K — энтальпия отработавшего пара и конденсата, кДж/кг; $i_{в,1}$, $i_{в,2}$ — энтальпия воды на входе в конденсатор и выходе из него, кДж/кг.

Нагрев охлаждающей воды в конденсаторе составит величину, равную

$$\Delta t = \frac{i_K^H - i_K}{c_p m}. \quad (16.4)$$

Разность $\Delta i = i_K^H - i_K$ представляет собой количество тепла, отдаваемого 1 кг пара при конденсации и равного в среднем 2,18 МДж/кг.

Учитывая, что $c_p = 4,19$ кДж/(кг · К), формулу (16.4) с погрешностью не более 2% можно переписать в виде

$$\Delta t = \frac{2,18 \cdot 10^3}{4,19 m} \approx 520/m. \quad (16.5)$$

Температура выходящей из конденсатора воды (°С) будет равна

$$t_{в,2} = t_{в,1} + 520/m. \quad (16.6)$$

Для поддержания вакуума температура выходящей воды должна быть ниже на 5—10° С температуры насыщения в конденсаторе.

Из приведенных формул следует, что расход воды через конденсатор зависит от начальной ее температуры. При проектировании систем водоснабжения расчетный расход принимается по наиболее теплomu времени года, когда температура воды бывает максимальной.

Газоохладители генераторов. Расход воды на газоохладители зависит от количества тепла, выделяемого в обмотках генератора. Соответствующее уравнение баланса тепла имеет вид

$$N_g (1 - \eta) = G_r c_r \Delta t_r = G_b c_b \Delta t_b, \quad (16.7)$$

отсюда расход воды (кг/с) будет равен

$$G_b = \frac{N_g (1 - \eta)}{c_b \Delta t_b}, \quad (16.8)$$

где N_g — мощность генератора, кВт; η — КПД генератора; G_r , G_b — расход соответственно газа и воды, кг/с; c_r , c_b — теплоемкость соответственно газа и воды, кДж/(кг · К); Δt_r , Δt_b — разность температур соответственно газа и воды на выходе из газоохладителя и входе в него, град.

С целью надежного охлаждения обмоток газоохладители рассчитывают таким образом, чтобы нагрев воды в них был не выше 5°С.

Маслоохладители. Маслоохладители служат для охлаждения масла, циркулирующего в масляной системе турбин. Расход воды на маслоохладители определяется по той же формуле, что и для газоохладителей, с подстановкой вместо КПД генератора КПД (механического) турбины и соответствующих параметров масла.

Вода на газоохладители и маслоохладители подается из напорной линии конденсаторов турбин.

Системы охлаждения вспомогательных устройств и механизмов. На ТЭС и АЭС имеется большое число устройств и механизмов, требующих непрерывного или периодического снабжения водой, необходимой для охлаждения подшипников или отвода тепла от различных технологических объектов. Наиболее ответственные из них указаны в табл. 16.1.

На ТЭС вода в системы охлаждения вспомогательного оборудования подается из напорной линии конденсаторов турбин. Если напор недостаточен, то устанавливаются дополнительные насосы с резервом 100%. Забор воды из напорной линии возможен только при работе основных циркуляционных насосов. Для ТЭС применение такой схемы подачи воды вполне оправдано, поскольку вспомогательные меха-

Таблица 16.1. Расход воды на охлаждение вспомогательного оборудования

Потребители воды ТЭС	Расход воды, м ³ /ч	Потребители воды на АЭС (данные для блока ВВБЭР-440)	Расход воды, м ³ /ч
Мельница	2,0—3,0	Питательные и циркуляционные насосы	180,0
Дымосос	0,5—1,0	Насосы контура расхолаживания	41,5
Мельничный вентилятор	0,8—2,0	Теплообменники контура расхолаживания	330,0
Питательный турбонасос	2,0—10,0	Бассейн выдержки	600,0
Питательный электронасос	1,0—5,0	Бассейн перегрузки	300,0
Стевой и подпиточный насосы	1,0—2,0	Охлаждение продувки ПГ	200,0
		Спринклерные устройства	400,0

низмы, требующие охлаждения, пускаются и останавливаются с небольшой разницей по времени между пуском и остановкой основных агрегатов.

На АЭС возможны длительные режимы, когда реакторная установка работает при остановленных турбинах. При таких режимах воду на охлаждение вспомогательных устройств и механизмов реакторной установки целесообразно подавать не от основных циркуляционных насосов, а от вспомогательных насосов с меньшей подачей. Такие насосы, именуемые насосами технической воды, устанавливаются рядом с циркуляционными в насосной станции. Двигатели их подключены к сети надежного питания, что обеспечивает надежность подачи воды и одновременно экономии электроэнергии за счет уменьшения времени работы основных насосов.

Водоподготовка, золошлакоудаление, газоочистка. Подача воды на эти системы проводится из линии после конденсаторов турбин вспомогательными насосами. При прямоточной системе водоснабжения эти расходы не учитываются, а при оборотной системе рассматриваются как потери воды в системе. Определения расходов воды отдельными системами приводятся в гл. 7 и 18.

Общий расход воды, который должен обеспечиваться работой циркуляционных насосов, складывается из расходов на охлаждение конденсаторов (G_K), газоохладителей ($G_{го}$), маслоохладителей ($G_{мо}$) и систем охлаждения вспомогательного оборудования ($G_{всп}$), т. е.

$$G_{общ} = G_K + G_{го} + G_{мо} + G_{всп}. \quad (16.9)$$

Из общего расхода воды примерно 85—90% приходится на долю конденсаторов турбин.

В условиях эксплуатации расход воды может возрасти вследствие образования отложений в трубках конденсаторов турбин и других теплообменников. Наиболее сильно отложения сказываются на работе конденсаторов, вызывая не только увеличение расхода воды, но и ухудшение вакуума, что, в свою очередь, снижает мощность турбин. Для борьбы с отложениями применяется химическая обработка воды

(см. § 16.4) и механическая очистка трубок аппаратов шомполированием шарошками. Для очистки трубок конденсаторов турбин «на ходу», т. е. без останова турбины, разработана и применяется система очистки с помощью резиновых шариков.

Система состоит из водяного эжектора, сетки в выходной камере и трубопроводов для транспортировки шариков (рис. 16.1). Резиновые шарики, диаметр которых выбирается равным диаметру трубок, загружаются во входную камеру конденсатора. Увлекаемые потоком воды, они проходят по трубкам и счищают отложения. В выходной камере они задерживаются сеткой и вместе с небольшим количеством воды забираются эжектором и снова направляются во входную камеру. Система включается периодически путем подачи воды в эжектор.

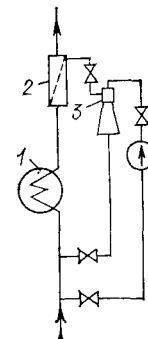


Рис. 16.1. Схема очистки конденсаторов резиновыми шариками.
1 — конденсатор;
2 — уловитель шариков с сеткой; 3 — эжектор.

16.2. СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

В состав системы технического водоснабжения электростанции входят: источник воды, подводящие и отводящие каналы (водоводы), насосы, охладители воды. По схеме коммуникаций и способам охлаждения воды системы подразделяют на прямоточную, оборотную и смешанную.

Прямоточная система. Система именуется прямоточной, когда вся вода для электростанции забирается из естественного источника (реки, озера или моря) и после использования сбрасывается в этот же источник. Место сброса выбирают ниже по течению, если источником является река, и в удаленном от забора месте, если источником является озеро или море. На электростанциях, расположенных в районах с континентальным климатом, некоторое количество воды сбрасывается по отдельному каналу выше водозабора сооружения с целью предотвратить забивание приемных сеток насосов снегом, донным льдом и шугой. Примерная схема коммуникаций прямоточной системы показана на рис. 16.2.

Вода от источника на электростанцию подается по напорным водоводам и самотечным каналам. При напорной подаче на берегу источника сооружается насосная станция, от которой к главному зданию прокладываются два железобетонных или металлических водовода. От водоводов к каждой турбине делаются ответвления. При значительном удалении электростанции от источника, а также при большом перепаде высоты между конденсаторами и уровнем воды в источнике сооружается дополнительная станция перекачки.

При равнинном рельефе местности вода к главному зданию подводится по открытым самотечным каналам. В этом случае рядом с главным зданием сооружается *центральная* насосная станция. Этих станций может быть несколько, если электростанция сооружается очередями.

При значительном заглублении пола конденсационного помещения возможен самотечный подвод воды непосредственно к конденсаторам.

В этом случае циркуляционные насосы (не менее двух на турбину) устанавливаются в прямых конденсационного помещения. Однако по технико-экономическим показателям такой вариант хуже, чем вариант с центральной насосной, и применяется редко.

Отработавшая вода сбрасывается по закрытым подземным водоводам, переходящим за оградой электростанции в открытые каналы.

При прямоточной системе возможна рекуперация части энергии, затрачиваемой насосами, посредством использования гидравлической энергии потока сбросной воды. Если конденсаторы устанавливаются со значительным превышением отметки воды в источнике, то на водо-

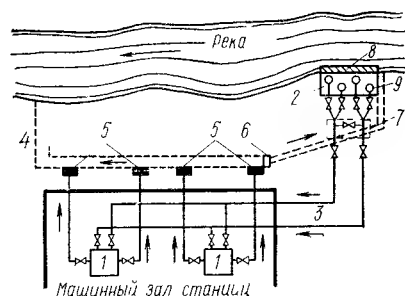


Рис. 16.2. Схема прямоточного водоснабжения с береговой насосной станцией.

1 — конденсаторы; 2 — береговая насосная станция; 3 — напорные водоводы; 4 — отводящий канал; 5 — сифонные колодцы; 6 — перепускной канал; 7 — переключательный колодец; 8 — сетки; 9 — циркуляционные насосы.

сбросе (в береговой насосной станции или в отдельном здании) можно установить гидравлическую турбину с использованием ее в качестве привода насоса или привода электрогенератора. Установка одной или нескольких турбин позволяет рекуперировать до 40% энергии, затрачиваемой циркуляционными насосами.

Возможности применения прямоточной системы ограничиваются дебитом реки или количеством воды в озере, используемом в качестве естественного охладителя. Дебит реки или площадь и глубина озера должны обеспечивать надежное водоснабжение в течение всего года как по количеству воды, так и по ее температуре, а забор и сброс воды не должен оказывать отрицательного влияния на экологическую обстановку источника воды и прилегающего к нему района.

На основании опыта эксплуатации прямоточных систем установлено, что надежность водоснабжения обеспечивается, если дебит реки превышает расход воды в 3—4 раза, а необходимая площадь озера должна составлять 5—9 м²/кВт установленной мощности электростанции (см. § 16.4).

Естественные источники воды, используемые для прямоточного водоснабжения, имеют, как известно, сезонные колебания уровня.

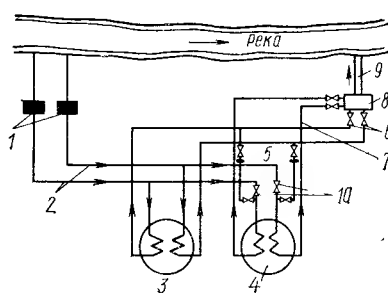


Рис. 16.3. Схема прямоточного водоснабжения с последовательной работой конденсаторов.

1 — береговая насосная станция; 2 — напорные водоводы; 3, 4 — конденсаторы; 5 — циркуляционный насос; 6 — сброс воды от первого конденсатора; 7 — сброс воды от второго конденсатора; 8 — сифонный колодец; 9 — отводящий канал; 10 — задвижки, регулирующие подачу воды на второй конденсатор.

В межпаводковый период уровень понижается, что может вызвать дефицит воды и как следствие снижение нагрузки турбин. На электростанциях с большим колебанием уровня источника применяют схему с последовательным охлаждением конденсаторов посредством сооружения переключки между соседними конденсаторами и установки на ней дополнительных насосов (рис. 16.3). При небольшом дефиците воды такая схема обеспечивает нормальный вакуум в конденсаторах и позволяет обойтись без сооружения дополнительной оборотной системы водоснабжения при температуре воды в источнике до 20° С.

Оборотная система. Система водоснабжения именуется оборотной, когда один и тот же запас воды используется многократно, требуя лишь небольшой добавки для восполнения потерь. Эта система приме-

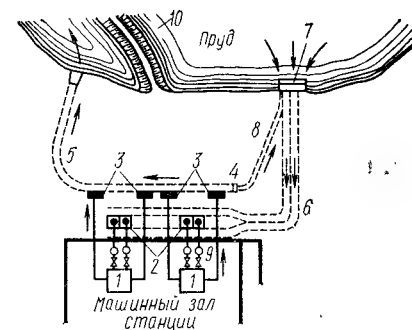


Рис. 16.4. Схема прудового водоснабжения.

1 — конденсаторы; 2 — приемные колодцы; 3 — сифонные колодцы; 4 — переключательный колодец; 5 — сбросной канал; 6 — самотечный подводящий канал; 7 — водоприемник; 8 — перепускной канал; 9 — циркуляционные насосы; 10 — струнаправляющая дамба.

няется на всех электростанциях, в районе которых дебит естественных источников воды мал и не позволяет применить прямоточное водоснабжение.

Оборотная система представляет собой замкнутый контур, состоящий из охладителя воды, циркуляционных насосов и водоводов. В качестве охладителей используются пруды, озера, градири и брызгальные бассейны. Примерная схема с прудом-охладителем показана на рис. 16.4.

Экономически наиболее выгодна схема с охладителем в виде пруда или озера, обеспечивающая более низкую температуру охлажденной воды и более глубокий вакуум в конденсаторах турбин. Применение такой схемы возможно при наличии естественного водоема с достаточной площадью зеркала воды или возможности его искусственного сооружения.

Схема с градириями применяется для ТЭЦ, сооружаемых в городской черте, и для других видов электростанций с ограниченными размерами располагаемой территории. Основное достоинство этой схемы заключается в том, что для сооружения градири не требуется много места и их удается размещать в пределах ограды станции. В последние годы системы с градириями все чаще применяются для мощных ТЭС и АЭС, несмотря на то что среднегодовая температура охлажденной воды после градири примерно в 1,5 раза выше, чем в оборотных системах с водохранилищами. Принимается во внимание не только эконо-

мья места, но и то обстоятельство, что градири рассеивают тепло не в воде, а в воздухе, не причиняя вреда водным источникам.

Значительно меньшее распространение имеет схема с брызгальными бассейнами. По технико-экономическим показателям эта схема уступает схеме с градириями. Брызгальные бассейны занимают довольно большую площадь. В схеме велики потери воды с уносом и испарением.

Смешанная система. Эта система представляет собой комбинацию прямоточной и оборотной систем или же одну систему, но с разными типами охладителей. Необходимость в применении таких систем возникает при существенном возрастании потребления воды, например при расширении электростанции, или в том случае, если дебит источника, питающий прямоточную систему, имеет значительные сезонные колебания.

Смешанные системы выполняются по разным вариантам в зависимости от дефицита воды. Часто применяется вариант, когда в дополнение к существующей прямоточной системе сооружается оборотная система с градириями, прудом-охладителем или брызгальным бассейном. Небольшой дефицит воды может быть покрыт увеличением охлаждающей способности устройств. При прудовом водоснабжении это может быть сделано посредством сооружения брызгал на площади пруда.

При незначительном дефиците воды применяется схема с рециркуляцией, а также с последовательным пропуском воды через конденсаторы (см. рис. 16.2). В схеме с рециркуляцией часть отработавшей воды сбрасывается в подводящий канал. Вследствие этого количество воды, подаваемой в систему водоснабжения, увеличивается при незначительном повышении ее температуры. Вариант с последовательным пропуском воды в большинстве случаев более выгоден, так как расход воды через конденсаторы здесь меньше, чем в варианте с рециркуляцией.

Эксплуатация оборотной и смешанной систем независимо от типа применяемых охладителей требует контроля за солесодержанием воды в системе. Солесодержание может чрезмерно возрасти вследствие потери воды, а это, в свою очередь, приведет к ухудшению теплопередачи в элементах охлаждения оборудования из-за образования отложения солей. Для того чтобы солесодержание не возрастало, часть воды из системы сбрасывается и заменяется свежей из питающего источника. Сброс (продувка) бывает максимальным в летнее время и достигает 4—7% всего количества оборотной воды.

16.3. СООРУЖЕНИЯ И УСТРОЙСТВА СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Насосы. Насосные станции. Для подачи воды в систему или обеспечения ее циркуляции применяются осевые и центробежные насосы. Если источником воды является река или пруд (озеро), то насосы устанавливаются в специальном здании — насосной станции, сооружаемой на берегу источника. Здесь устанавливаются только осевые насосы с вертикальным валом, у которых электродвигатель расположен на 3—4 м выше рабочих лопастей. Такая конструкция снижает опасность

затопления электродвигателя при возможных колебаниях уровня воды в источнике.

В насосной станции устанавливают не менее четырех насосов с суммарным расходом, равным расчетному расходу воды на блок или группу блоков. Резервные насосы устанавливаются только при морском водоснабжении, где насосы часто требуют ремонта из-за коррозионного износа.

В насосных станциях АЭС кроме основных циркуляционных насосов устанавливаются насосы технической воды небольшого расхода для снабжения водой наиболее ответственных потребителей при авариях или при режимах, когда расход воды мал. Двигатели этих насосов подключены к сети надежного питания.

При оборотном водоснабжении с градириями и брызгальными бассейнами циркуляционные насосы в количестве двух на один блок или турбину устанавливаются в приямке конденсационного помещения или в пристройке, сооружаемой рядом с турбинным отделением. Подача каждого насоса выбирается равной 60% общего расхода. Напорные линии соседних турбин снабжаются перемычками с задвижками, по которым можно подавать воду при аварийной остановке насосов одной из турбин или при малом расходе воды, когда можно иметь в работе меньшее число работающих насосов.

Напор, который должны развивать циркуляционные насосы, определяется по формуле

$$H = h_r + \Sigma h, \quad (16.10)$$

где h_r — геодезическая высота подачи воды, м; Σh — гидравлическое сопротивление системы, определяемое как сумма сопротивлений отдельных ее участков, м.

Для условий равнинной местности геодезическая высота подачи не превышает обычно 5—10 м. Гидравлическое сопротивление систем прямоточных и оборотных с прудами-охладителями составляет 45—80 кПа. Значительно больший напор должны развивать насосы в системах с градириями и брызгальными бассейнами. Воду здесь необходимо подавать на верхнюю часть оросительного устройства или преодолевать сопротивление разбрызгивающих сопел.

Уменьшение требуемого напора насосов достигается применением сифонного слива воды из конденсаторов (рис. 16.5). На рисунке это уменьшение соответствует пьезометрической высоте между верхней точкой слива и уровнем воды в приемном колодце. Для современных конденсационных устройств высота составляет 4—7 м (40—70 кПа).

Регулирование количества подаваемой воды проводится изменением числа работающих насосов, переходом на другую частоту вращения (при 2-скоростных электродвигателях) или поворотом лопаток осевых насосов.

В качестве примера на рис. 16.6 показан типовой проект насосной станции для мощной электростанции. Станция состоит из нескольких отсеков (по числу установленных насосов). Каждый отсек имеет водоприемную часть, камеру всасывания и насосное помещение. Проектом

поприятном рельефе местности. Скорость воды в каналах принимается не более 0,6—0,8 м/с. Для сооружения каналов требуется значительная свободная площадь и выполнение большого объема земляных работ.

16.4. ОХЛАДИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Необходимым элементом оборотных систем водоснабжения являются охладительные устройства в виде градирен, прудов-охладителей или брызгальных бассейнов. Охлаждение сбрасываемой из конденсаторов воды осуществляется конвекцией и вследствие испарения.

Теплообмен конвекцией зависит в основном от двух факторов: разности температур охлаждаемой воды (t_2) и воздуха ($t_{\text{воз}}$); скорости движения воздуха относительно поверхности воды. Чем меньше разность температур, тем хуже теплообмен; в пределе, когда $t_2 = t_{\text{воз}}$, теплообмена нет. Из этого следует, что теоретическим пределом охлаждения воды за счет конвекции является температура наружного воздуха. Повышение скорости воздуха ускоряет теплообмен.

При движении воды в охладительных устройствах часть ее испаряется. Испарение идет тем интенсивнее, чем меньше относительная влажность воздуха (ϕ). Величина ϕ определяется как отношение парциальных давлений водяных паров у поверхности воды и в воздухе при температуре насыщения. У поверхности воды воздух насыщен и $\phi = 100\%$; над поверхностью воды воздух всегда не насыщен и $\phi < 100\%$. Поэтому испарение имеет место и в том случае, когда температура воздуха меньше температуры охлаждаемой воды. Следовательно, посредством испарения воду можно охладить до температуры более низкой, чем температура окружающего воздуха.

Относительная влажность воздуха определяется по показаниям сухого и мокрого термометров. Температура мокрого термометра соответствует $\phi = 100\%$, эта температура является теоретическим пределом охлаждения воды при испарении (t_n). Практически температура охлажденной воды (t_1) бывает выше на величину δ , равную 4—8° С, т. е.

$$t_1 = t + \delta. \quad (16.11)$$

На интенсивность охлаждения воды большое влияние оказывает скорость удаления паров воды от поверхности испарения. В этом смысле важное значение имеет скорость ветра или принудительное движение воздуха, создаваемое в охладителях.

Охлаждение воды в охладительных устройствах обеспечивается в основном за счет испарения. Доля его в летние месяцы достигает до 90%, а в зимние снижается до 50%.

Пруды-охладители. Для охлаждения воды используются естественные водоемы, например озера и искусственные пруды, создаваемые обычно на базе небольшой реки посредством устройства на ней плотины и затопления определенной территории. Для обеспечения непрерывного движения воды в пруду и ее перемешивания сброс и забор воды предусматриваются в наиболее удаленных точках пруда.

Пруды могут иметь различное очертание (рис. 16.7). Наиболее предпочтительны пруды, вытянутые в длину, при которой площадь зон, охватываемых движением воды, бывает максимальна. Из-за наличия застойных зон в расчетах учитывается не вся площадь озера (м^2), а только его активная часть, равная

$$F_{\text{ак}} = kF, \quad (16.12)$$

где $k = 0,8 \div 0,9$ при вытянутой форме пруда, 0,6—0,75 при неправильной форме и 0,3—0,5 при округлых очертаниях.

Для электростанции среднего давления пара требуемая площадь пруда составляет 8—9 $\text{м}^2/\text{кВт}$, для высокого давления — 5—6 $\text{м}^2/\text{кВт}$.

Для повышения охлаждающей способности пруда на пути воды от сброса к водозабору сооружаются струенаправляющие дамбы, за счет которых удлиняется путь воды и образуются водовороты, увеличивающие активную площадь охлаждения. Глубина пруда должна быть не менее 3,5 м. При меньшей глубине пруд быстро зарастает водорослями, а вода довольно заметно нагревается солнечными лучами.

Градирни. В качестве охладительных устройств градирни применяются на электростанциях всех типов и любой мощности. Основное достоинство градирен заключается в том, что для их размещения требуется значительно меньшая площадь по сравнению с другими типами охладителей; представляется возможным размещать их в пределах ограды электростанции.

Градирни выполняются в виде башен прямолинейных или криволинейных очертаний высотой несколько десятков метров (рис. 16.8). В районах с расчетной температурой холодной пятидневки до — 23° С башни выполняются в виде металлического каркаса с обшивкой из асбоцементных листов. При более низкой температуре применяется обшивка из алюминия или дерева. В большинстве случаев башни выполняются из монолитного железобетона, который надежно служит до температуры не ниже — 28° С.

На уровне земли в стенках башен предусматриваются окна для поступления воздуха. Выше окон на опорном поясе располагается оро-

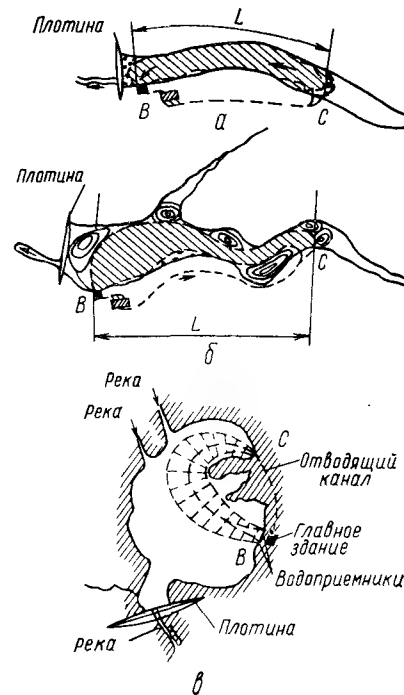


Рис. 16.7. Формы прудов-охладителей и контуры транзитных потоков. а — правильная вытянутая форма; б — неправильная вытянутая форма; в — округлая форма; В — точка забора воды; С — точка сброса.

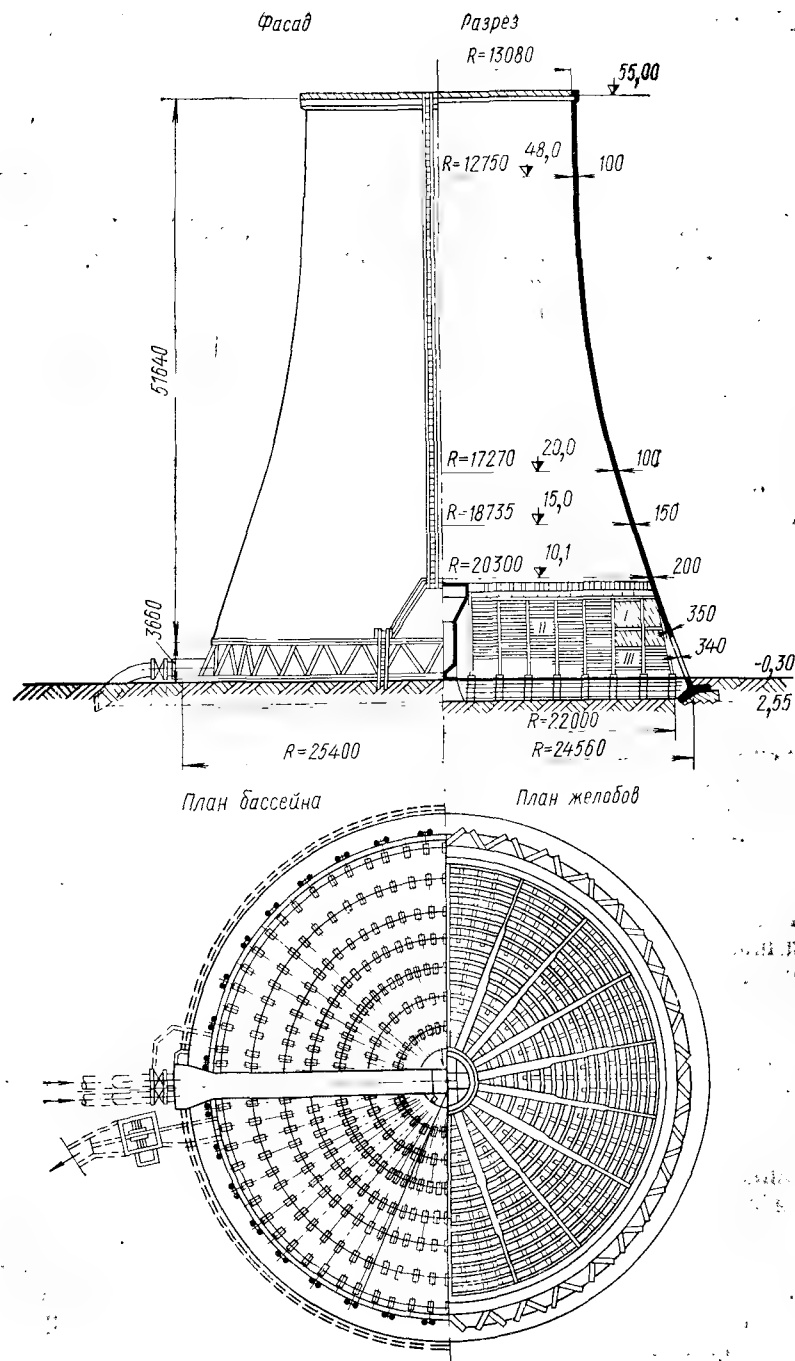


Рис. 16.8. Гиперболоидальная железобетонная градирня с капельно-пленочным оросителем.

сительное устройство. Верхняя часть башни служит для создания тока воздуха.

Оросительное устройство состоит из большого числа реек треугольного и прямоугольного сечения, служащих для дробления потока воды на капли и струйки. По периферии оросительного устройства устанавливаются дырчатые щиты (рис. 16.9). Охлаждаемая вода подается в башню на распределительное устройство в виде радиальных желобов, располагаемых на 5—10 м выше оросительного устройства. Растекаясь по желобам, вода вытекает через имеющиеся в них отверстия, равномерно распределяясь по сечению башни. Падая на оросительное уст-

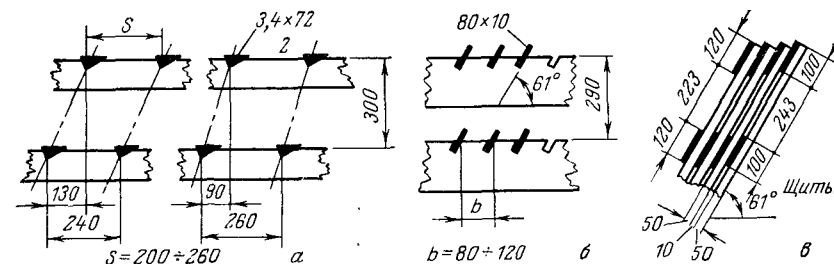


Рис. 16.9. Конструктивные элементы оросительного устройства.

а — устанавливаются в нижней части оросительного устройства; б — в верхней части; в — боковые щиты.

ройство, вода в виде капель и пленок стекает вниз и собирается в приемном бассейне. Отсюда вода по самотечным каналам подается к циркуляционным насосам.

Охлаждение воды интенсифицируется встречным движением воздуха. По способу организации движения воздуха градирни делятся на башенные, вентиляторные и открытые. В башенных градирнях ток воздуха создается высокой башней за счет соответственной тяги, в вентиляторной — вентилятором, а в открытой — вследствие обтекания ветром. Наибольшее распространение на электростанциях имеют башенные градирни. Вентиляторные применяются в районах с жарким климатом, а открытые — в установках малой мощности.

По конструкции оросительного устройства градирни делятся на капельные, пленочные и капельно-пленочные. Наиболее эффективны из них пленочные и капельно-пленочные, обеспечивающие наибольшие удельные значения гидравлической и тепловой нагрузок оросителя.

Основные характеристики градирен следующие:

1. Гидравлическая нагрузка G , т/ч, охлаждаемой воды. Иногда эту характеристику называют производительностью градирни.

2. Тепловая нагрузка $Q = Gc(t_2 - t_1)$, Дж/ч, где t_2 и t_1 — соответственно начальная и конечная температуры воды, °C; c — удельная теплоемкость воды, Дж/(кг · °C).

3. Плотность орошения G/F , м³/(м² · ч), где F — площадь оросителя, являющаяся основной конструктивной характеристикой градирни.

Совершенство градирни как теплообменного аппарата характеризуется перепадом температуры охлаждаемой воды $\Delta t = t_2 - t_1$ и величиной $\delta = t_n - t_1$, показывающей степень приближения конечной температуры воды к теоретическому пределу охлаждения. Для наиболее распространенных капельно-пленочных градирен $\Delta t = 6 \div 12^\circ\text{C}$, а $\delta = 15 \div 10^\circ\text{C}$.

Процесс охлаждения воды в градирне зависит от многих факторов и описывается довольно сложными эмпирическими уравнениями.

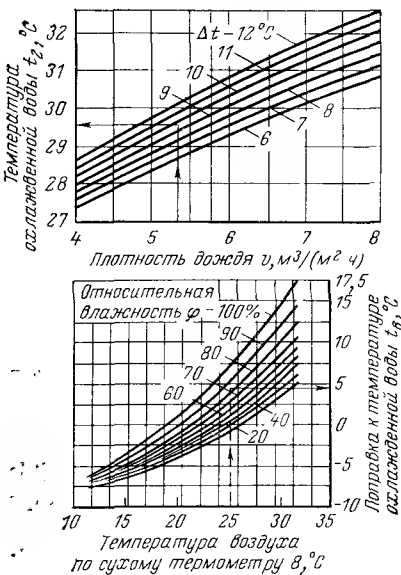


Рис. 16.10. Номограмма для расчета капельно-пленочной градирни.

Большое распространение в СССР имеют капельно-пленочные градирни с железобетонной башней гиперболической формы (табл. 16.2).

Градирни располагаются с подветренной стороны главного здания на расстоянии от него 50—100 м. На электростанции должно быть не менее двух градирен.

Таблица 16.2. Типоразмеры градирен с капельно-пленочным оросителем

Средняя площадь оросителя, м^2	915	1730	2060	2240	2680	3180
Средний диаметр оросителя, м	31,9	44,0	48,3	50,8	56,3	60,0
Высота башни градирни, м	42,7	55,3	64,1	79,3	85,5	64,6

На основе уравнений разработаны номограммы, пользуясь которыми можно определить основной конструкционный размер градирни — площадь оросительного устройства, а при известной площади — температуру охлажденной воды.

На рис. 16.10 показана номограмма для расчета капельно-пленочной градирни. Например, если задано $G = 10\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$, $t_1 = 34^\circ\text{C}$, $\Delta t = 10^\circ\text{C}$, $t_{\text{воз}} = 25^\circ\text{C}$, $\phi = 80\%$, то необходимая площадь оросительного устройства определяется следующим образом. По нижнему графику определяется температурная поправка $p = 4,5^\circ\text{C}$. С учетом поправки приведенная температура охлажденной воды будет равна $t = 34 - 4,5 = 29,5^\circ\text{C}$. Этой температуре и $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ соответствует по верхнему графику плотность орошения $f = 5,3 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Требуемая площадь оросителя для заданных условий равна: $F = 10\,000/5,3 = 1887 \text{ м}^2$.

Вместе с ростом мощностей турбин растет и производительность градирен. На новейших ТЭС и АЭС сооружены градирни производительностью 52 000 $\text{м}^3/\text{ч}$ и проектируются еще более крупные производительностью около 100 000 $\text{м}^3/\text{ч}$ и высотой башни 150 м.

Кроме описанных выше получили некоторое распространение сухие градирни, в которых охладитель выполнен из тонкостенных алюминиевых трубчатых панелей. Применяют их в сочетании со смешивающими конденсаторами. Система, состоящая из сухой градирни и конденсатора, представляет собой замкнутый герметичный контур, не имеющий потерь конденсата.

Сухие градирни применяются в маловодных районах с положительной годовой температурой воздуха. Опыт применения таких градирен в нашей стране (Разданская ГРЭС, Билибинская АЭС) показал недостаточную надежность их работы в зимние месяцы. При отрицательных температурах воздуха трубчатые панели часто размораживаются и выходят из строя. Не предохраняет от размораживания и подача подогретой воды на периферии градирни. В дальнейшем применение таких градирен в нашей стране не планируется.

Брызгальные бассейны. В охладителях этого типа циркуляционная вода разбрызгивается соплами в воздухе над специально сооруженным бассейном. При движении в воздухе капли охлаждаются за счет конвекции и испарения воды. Степень охлаждения тем больше, чем мельче капли, ниже температура и влажность воздуха. Большое влияние на охлаждение оказывает скорость ветра над бассейном.

Сопла устанавливаются на трубопроводах, подающих воду в бассейн и прокладываемых с интервалом между ветвями 10—15 м (рис. 16.11). Требования к соплам предусматривают простоту конструкции, небольшое гидравлическое сопротивление и обеспечение минимального размера капель. Применяемые в нашей стране целевые сопла системы Петрова и центробежные системы Божко обеспечивают размер капель 1,5—1,8 мм при давлении воды перед ними 500—700 кПа. С понижением давления размер капель возрастает. Сопла на трубах располагаются группами, состоящими из 4—5 шт.

Бассейн выполняется прямоугольной формы и для лучшей продуваемости ветром располагается на открытой местности длинной стороной прямоугольника перпендикулярно направлению господствующих ветров. Площадь бассейна разделяется на секции, каждая из которых может отключаться и опорожняться при ремонтах. Глубина бассейна составляет 1,5—2,0 м.

В зимнее время для предотвращения обмерзания деталей температура воды в бассейне поддерживается не ниже 10°C . С этой целью некоторые сопла отключают, а воду сбрасывают в бассейн без разбрызгивания.

Охлаждающей характеристикой бассейна является плотность дождя, определяемая как отношение количества разбрызгиваемой воды к площади бассейна. Плотность дождя принимается равной 1,2—1,5 $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Задаваясь этой характеристикой или определяя ее по имеющимся номограммам [16], можно определить требуемую площадь бассейна.

При работе бассейна воздух над ним интенсивно увлажняется. Уносимая ветром водяная пыль может вызвать обледенение близко расположенных объектов. Для предотвращения обледенения бассейны располагают в стороне от зданий и сооружений и обязательно с подветренной стороны от них.

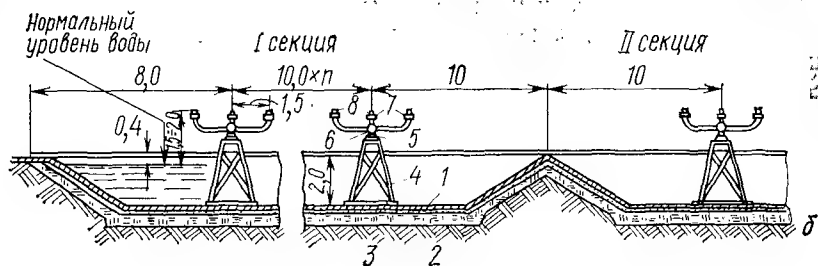
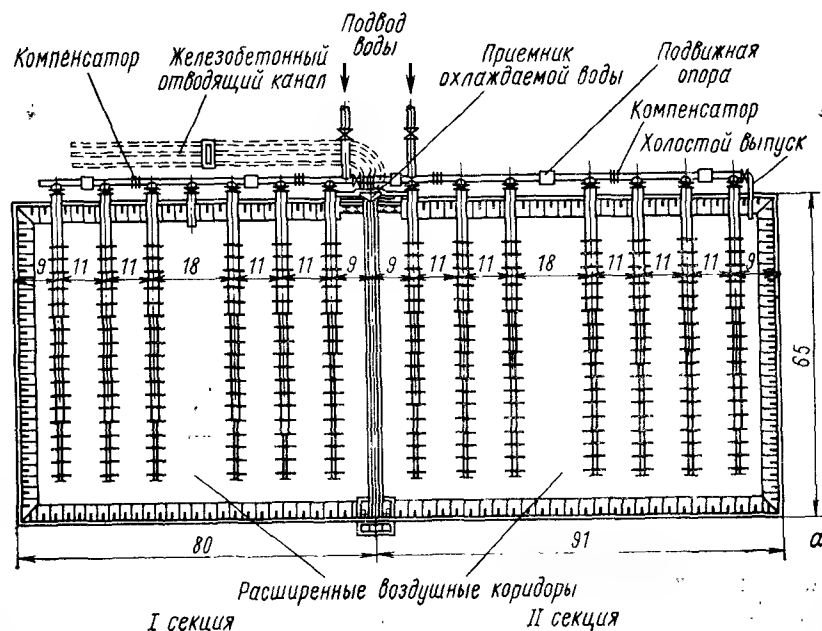


Рис. 16.11. План (а) и разрез (б) брызгального бассейна.

1 — бетонное основание бассейна; 2 — слой крупного песка; 3 — слой глины; 4 — опоры трубопроводов; 5 — групповая установка сопл; 6 — распределительные трубы; 7 — соплодержатели; 8 — сопла.

Системы с брызгальными бассейнами применяются не только на вновь сооружаемых электростанциях, но и при расширении действующих, когда требуется увеличить охлаждающую способность пруда. В этом случае брызгальные устройства устанавливаются непосредственно над его поверхностью.

Потери охлаждающей воды в оборотных системах. Водный баланс оборотной системы описывается следующим уравнением:

$$W_{\text{ист}} = W_{\text{исп}} + W_{\text{ун}} + W_{\text{ф}} + W_{\text{пр}} + W_{\text{доп}}, \quad (16.13)$$

где $W_{\text{ист}}$ — дебит источника, питающего систему; $W_{\text{исп}}$, $W_{\text{ун}}$, $W_{\text{ф}}$, $W_{\text{пр}}$ — потери воды за счет испарения, уноса капель ветром, фильтрации и продувки; $W_{\text{доп}}$ — расход воды на золошлакоудаление, газоочистку и водоподготовку; эти расходы учитываются, если вода забирается из оборотной системы (обычно из линии после конденсаторов турбин), и не учитываются — если из другого источника.

При технических расчетах потери обычно выражают в процентах общего объема воды, подаваемой в систему.

Потери на испарение $q_{\text{исп}}$ зависят от размера зоны охлаждения и времени года. В расчетах эту потерю (%) определяют по формуле

$$q_{\text{исп}} = a \Delta t, \quad (16.14)$$

где a — коэффициент, который для градирен и брызгальных бассейнов равен 0,15—0,16 для лета, 0,1—0,12 для весны и осени и 0,06—0,08 для зимы. Для прудов-охладителей коэффициент принимается в два раза меньшим.

Потери с уносом капель $q_{\text{ун}}$ зависят от типа охладителя и скорости ветра. Для башенных градирен эта потеря составляет 0,5%, для брызгальных бассейнов — от 1,5 до 3,5%. В прудах этой потери нет.

Потеря на фильтрацию учитывается только для прудов-охладителей. В начале эксплуатации потеря может составлять несколько процентов, а после заиливания дна, наступающего через 2—3 года, снижается до 0,001—0,003%.

Потеря с продувкой (%) (сброс части воды из системы для поддержания заданного солевого содержания) определяется по формуле

$$q_{\text{пр}} = \frac{Ж_0 q_{\text{исп}}}{Ж_{\text{пр}} - Ж_0}, \quad (16.15)$$

где $Ж_0$ — карбонатная жесткость воды в системе, мг-экв/л; $Ж_{\text{пр}}$ — предельная карбонатная жесткость воды, при которой начинается выпадение карбонатных солей из раствора. Величина $Ж_{\text{пр}}$ зависит от содержания в воде свободной углекислоты и температуры воды. Значение ее определяется экспериментально.

Суммарное значение потерь составляет около 4—7%.

Потребление воды системами золошлакоудаления, газоочистки и водоподготовки также может быть выражено в процентах общего расхода воды. Определение расходов воды каждой из этих систем дано в гл. 7, 18.

Обработка воды. В системах водоснабжения обработка воды проводится в целях предупреждения накипобразования в трубах конденсаторов, уменьшения продувки и борьбы с «цветением». При малом значении разности $Ж_{\text{пр}} - Ж_0$ (что часто наблюдается в практике) величина продувки получается очень большой и не всегда может быть компенсирована дебитом питающего источника. Величину $Ж_{\text{пр}}$ можно искусственно повысить посредством обработки воды, например под-

кислением серной кислотой или фосфатированием при избытке фосфатов около 1 мг/кг. Возможно сочетание обоих методов, которые выбираются в зависимости от конкретных условий.

Цветение воды наблюдается в теплое время года и происходит в результате интенсивного размножения бактерий и водорослей. Попадая в системы охлаждения они образуют биологическую накипь в трубках конденсаторов и других устройствах. Для предупреждения цветения применяют хлорирование воды. При прямоточной системе хлорируется вся вода, а при оборотной — только добавочная. Периодичность подачи хлора и его дозировка выбираются в зависимости от состава воды и вида организмов, подлежащих уничтожению. При всех случаях дозировка хлора или других реагентов должна быть такова, чтобы концентрация их в воде не вызвала гибели рыб и других животных в водоеме.

16.5. ВЫБОР СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Водоснабжение электростанций тесно связано с проблемой защиты окружающей среды. Сброс подогретой воды в источник водоснабжения или рассеяние тепла этой воды в атмосфере могут вызвать заметные изменения экологической обстановки прилегающего района. Особую остроту эта проблема приобретает при строительстве мощных ТЭС и АЭС.

Проблема защиты окружающей среды решается в наше время разными путями. В частности, при выборе систем водоснабжения обязательно оцениваются возможные последствия сбросов больших количеств тепла. Тип системы выбирается с условием, чтобы вред окружающей среде отсутствовал полностью или был минимальным.

При выборе системы водоснабжения в первую очередь рассматривается возможность применения прямоточной системы. Как следует из табл. 16.3, технико-экономические показатели этой системы выше, чем других систем. Прямоточную систему можно применить, если дебит реки, используемой в качестве источника водоснабжения, превышает в 3—4 раза требуемый расход или при наличии вблизи электростанции большого озера или моря. Следует, однако, отметить, что в настоящее время прямоточная система применяется довольно редко. Подавляющая часть крупных электростанций сооружается с оборотными системами, что вызвано не только ограниченностью крупных водных источников, но и более жесткими требованиями защиты рек и озер от тепловых сбросов.

Таблица 16.3. Приведенные затраты на сооружение разных типов систем водоснабжения (данные Теплоэлектропроекта)

Тип системы водоснабжения	Приведенные затраты, руб/(год · кВт)	Требуемая площадь охладителя, м²/кВт
Прямоточная	1,04	—
Оборотная с прудом-охладителем	1,47—2,35	5—7
Оборотная с градирнями	5,37	0,025

Если условия для применения прямоточной системы недостаточны, выбирается оборотная система с тем или иным вариантом охладительного устройства. Наиболее выгодна из них система с прудом-охладителем. Однако возможны случаи, когда этот вариант будет менее экономичен, чем вариант с градирнями из-за ценности затопляемых земель или большого объема работ для устройства пруда. Довольно часто выбор варианта оборотной системы зависит от наличия свободной территории. Для ТЭЦ, располагаемых в черте городов, как правило, применяется вариант с градирнями.

В общем случае система водоснабжения выбирается на основе сопоставления приведенных затрат [см. (3.65)] различных вариантов, определяемых капитальными затратами, годовыми издержками и стоимостью недовыработанной энергии из-за неодинакового вакуума при разных системах. Для этого формулу (3.7) удобно привести к виду

$$Z = E_n K + И + Z_n, \quad (16.16)$$

где $E_n = 0,12$ — нормативный коэффициент экономической эффективности капиталовложений, 1/год; K — капиталовложения, руб/кВт; $И$ — издержки производства по системе водоснабжения, руб/(год · кВт); Z_n — затраты на компенсацию недовыработки электроэнергии при снижении вакуума, руб/(год · кВт).

Ухудшение вакуума вызывает уменьшение мощности генератора (кВт) на величину, равную

$$\Delta N = D_n (i_{n,2}^n - i_{n,1}^n) \eta_m \eta_g, \quad (16.17)$$

где $i_{n,1}^n, i_{n,2}^n$ — значения энтальпии пара на выходе из турбины при разных значениях вакуума, кДж/кг.

Годовая недовыработка энергии (кВт · ч/год) вследствие снижения вакуума составит

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta N h, \quad (16.18)$$

где h — число часов использования установленной мощности турбины, ч/год. Затраты на компенсацию недоотпуска энергии (руб/год)

$$Z = \Delta \mathcal{E} c,$$

где c — себестоимость электроэнергии, руб/(кВт · ч).

Глава 17

ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

17.1. СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ И ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ ТОПЛИВНОГО ХОЗЯЙСТВА

Топливное хозяйство электростанций — это комплекс технологически связанных устройств, механизмов и сооружений, служащих для подготовки и подачи топлива в котельную (на АЭС в реакторное помещение). Комплекс выполняется в виде непрерывной технологической линии, началом которой является прямо-разгрузочное устрой-

ство, а концом — главное здание, куда подается подготовленное топливо.

Подача топлива совмещается с различными этапами его подготовки, а также операциями складирования, взвешивания, отбора проб. Совокупность всех операций именуется *переработкой* топлива.

Подготовка твердого топлива заключается в подсушке и измельчении его до размера кусков не крупнее 25 мм и освобождении от посторонних предметов. Жидкое топливо в процессе подготовки фильтруется через сетки, подогревается и подается в котельную при строго определенных значениях температуры и давления. Газовое и ядерное топливо подготовки практически не требуют.

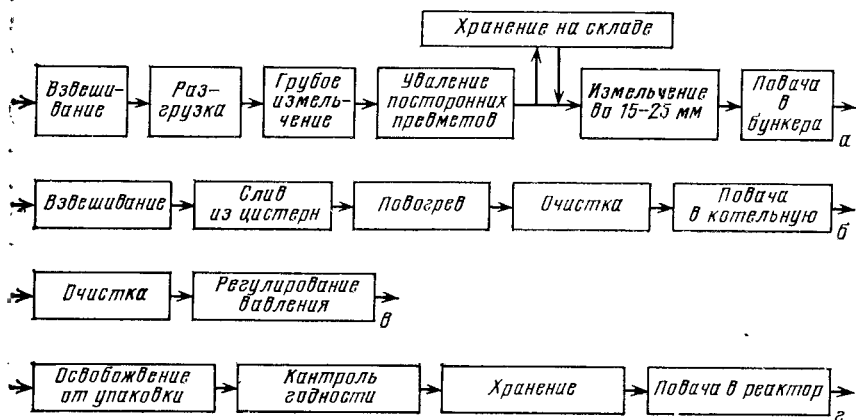


Рис. 17.1. Структурные схемы переработки топлива на электростанциях. а — при использовании твердого топлива; б — при использовании мазута; в — при использовании газов; г — при использовании ядерного топлива.

Наименование и количество объектов топливного хозяйства определяются видом топлива и технологией его подготовки. Совокупность всех объектов и их технологическая взаимосвязь именуется *структурой* топливного хозяйства. Схемы структур при использовании твердого, жидкого, газового и ядерного топлив показаны на рис. 17.1, из которого видно, что наиболее сложную структуру имеет топливное хозяйство на твердом топливе.

Переработка топлива как основная задача топливного хозяйства складывается из следующих основных операций:

прием топлива от поставщиков и организация его контроля по количеству и качеству;

разгрузка прибывающих вагонов в установленное время;

своевременная и бесперебойная подача топлива в бункера котельной, а при использовании газа и мазута — к горелкам паровых котлов;

на АЭС эта задача сводится к своевременной доставке и удалению твэлов при перегрузках реакторов;

удаление из топлива случайных металлических и неметаллических предметов и измельчение кусков до размера 15—25 мм;

хранение топлива на складах (за исключением газового).

Большое значение при эксплуатации топливных хозяйств имеют вопросы экономики, особенно для ТЭС, работающих на твердом и жидком топливах, переработка которых состоит из множества операций. В топливных хозяйствах таких ТЭС занято до 30—35% всего персонала электростанций, а стоимость переработки топлива составляет 20—25% общестанционных расходов.

Основным технико-экономическим показателем топливного хозяйства являются годовые издержки на переработку топлива, зависящие в свою очередь от численности персонала, потерь топлива при хранении и эффективности использования транспортных и технологических механизмов.

Численность персонала характеризуется коэффициентом производительности труда, выражающим годовое количество переработанного топлива в расчете на одну штатную единицу (тонн топлива в год/чел). Улучшение этого показателя достигается повышением квалификации персонала, а также полной механизацией и автоматизацией операций переработки топлива.

Потери топлива имеют место при перевозках и хранении на складах вследствие уноса ветром, окисления и перемешивания с землей при перегрузочных операциях.

Эффективное использование транспортных средств предусматривает ускоренный оборот вагонов и поддержание высокого технического уровня всего железнодорожного хозяйства. За простои вагонов под разгрузкой выше установленных норм времени на электростанцию налагаются штрафы, увеличивающие годовые издержки на переработку топлива.

Технологические механизмы топливного хозяйства (конвейеры, дробилки, мазутные насосы и др.) потребляют 10—15% энергии собственных нужд. Снижение удельных расходов энергии (кВт · ч/т топлива в год) достигается качественным проведением ремонтов и повседневным обслуживанием оборудования, а также выбором таких режимов работы, при которых механизмы большую часть времени работают при номинальной производительности.

17.2. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО ТЭС НА ТВЕРДОМ ТОПЛИВЕ

На ТЭС, использующих в качестве топлива уголь, торф, сланцы, топливное хозяйство состоит из пристанционных железнодорожных путей (путевого хозяйства), разгрузочного устройства, топливоподачи, дробильного корпуса, бункеров в главном здании и склада. В районах с континентальным климатом и при систематическом поступлении вагонов со смерзшимся топливом кроме вышеперечисленных объектов сооружается размораживающее устройство.

Типовое топливное хозяйство ТЭС на угле показано на рис. 17.2. Первым технологическим объектом здесь является путевое хозяйство. Прибывающие вагоны с топливом подаются в разгрузочное устройство, оборудованное вагоноопрокидывателями. Перед разгрузочным устройством установлены вагонные весы для определения количества посту-

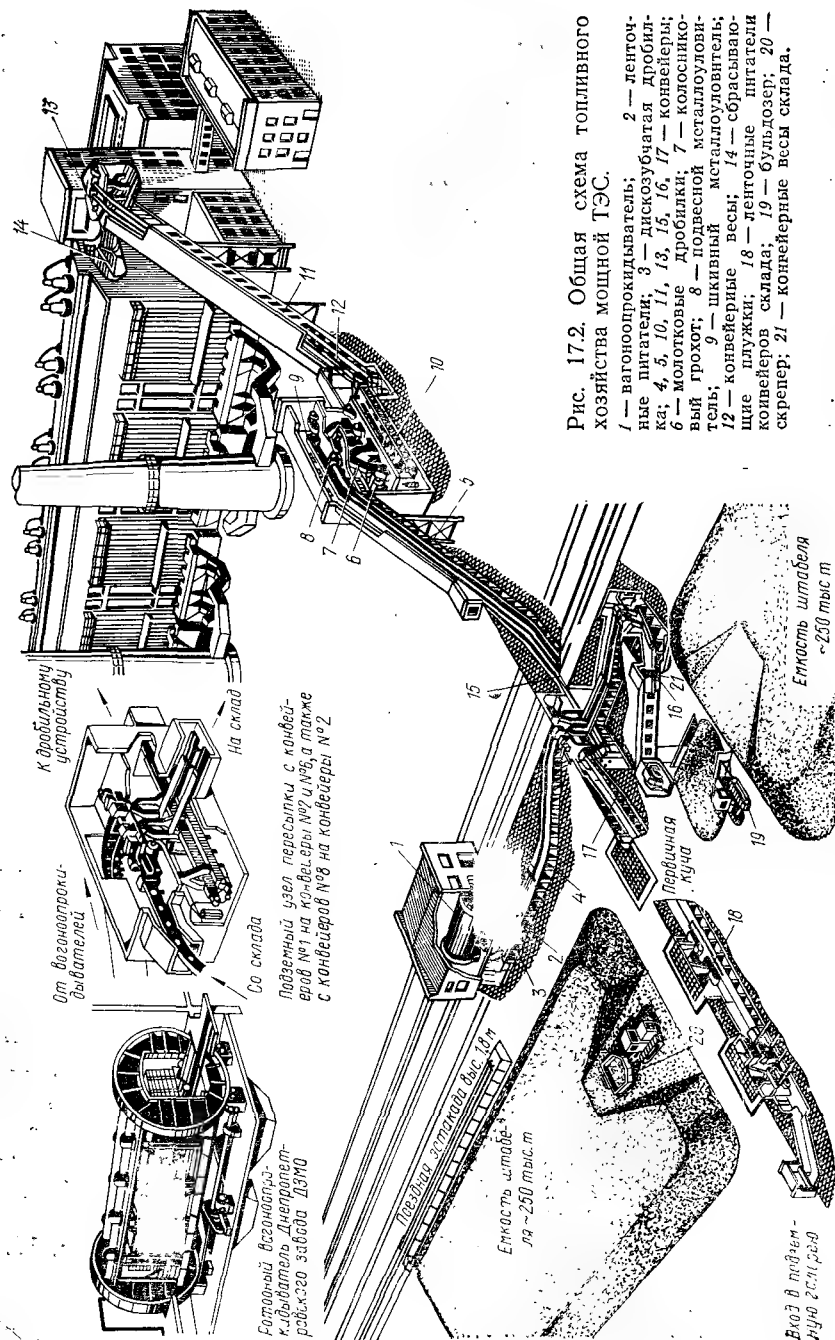


Рис. 17.2. Общая схема топливного хозяйства мощной ТЭС.

1 — вагонопрокидыватель; 2 — ленточные питатели; 3 — дискозубчатая дробилка; 4, 5, 10, 11, 13, 15, 16, 17 — конвейеры; 6 — молотковые дробилки; 7 — колосниковый грохот; 8 — подвесной металлоуловитель; 9 — шкивный электромагнит; 12 — конвейерные весы; 14 — сбрасывающие плужки; 18 — ленточные питатели конвейеров склада; 19 — бульдозер; 20 — скрепер; 21 — конвейерные весы склада.

яющего топлива. При разгрузке уголь высыпается в приемный бункер и питателем подается на первый конвейер топливоподачи.

В разгрузочном устройстве топливо проходит первый этап подготовки, заключающийся в измельчении его до кусков размером 200—300 мм. Крупные куски угля задерживаются на решетке, закрывающей сверху приемный бункер, и измельчаются с помощью дробильно-фрезерной машины (ДФМ). На решетке задерживаются также крупные посторонние предметы, удаляемые персоналом вручную. При отсутствии ДФМ грубое измельчение угля производится дискозубчатыми дробилками, устанавливаемыми между питателем и конвейером топливоподачи.

Из разгрузочного устройства уголь поступает в узел пересыпки, откуда его можно направить или на склад, или в дробильный корпус. В дробильном корпусе устанавливаются молотковые дробилки, измельчающие уголь до кусков размером 15—25 мм. Перед дробилками устанавливаются грохоты, с помощью которых уголь, не требующий измельчения, пропускается мимо дробилок.

При движении по конвейеру к дробильному корпусу топливо освобождается от случайных металлических предметов. Металл улавливается с помощью подвесных и шкивных электромагнитов (сепараторов металлоуловителей).

Из дробильного корпуса уголь подается конвейером в главное здание на горизонтальный конвейер и с него сыпается в бункера паровых котлов.

На рассматриваемой схеме показан склад топлива, в котором в качестве перевалочных механизмов использованы скреперы и бульдозеры. При подаче на склад уголь с конвейера сбрасывается в первичные кучи, а затем с помощью бульдозеров и скреперов формируется в штабеля. Этими же механизмами уголь подается в бункера выдающего конвейера, с помощью которого уголь поступает в узел пересыпки и далее в дробильный корпус. Кроме указанных механизмов склады оборудуются кранами-перегрузчиками, роторными погрузчиками и штабелерами. При использовании фрезторфа склады оборудуются грейферными кранами.

Схема топливного хозяйства, изображенного на рис. 17.2, применяется как типовая на электростанциях СССР. Такая же последовательность операций переработки топлива применяется и на большинстве зарубежных электростанций. Различия касаются конструкции отдельных устройств и механизмов, например кроме вагонопрокидывателей на многих ТЭС сооружены разгрузочные устройства эстакадного типа с разгрузкой вагонов через нижние и боковые люки, вместо ленточных конвейеров иногда применяются ковшовые элеваторы и другие транспортирующие механизмы.

Количество топлива, которое может быть принято, переработано и подготовлено к сжиганию или закладке на хранение, характеризует *производительность* топливного хозяйства. Определяющей характеристикой производительности является суммарный расход топлива всеми котлами при номинальной нагрузке с учетом поправок на неравномерность поступления топлива и остановки оборудования. Проекти-

рование отдельных объектов ведется на расчетную производительность (т/ч или т/сут), определяемую по формуле

$$B_p = kB, \quad (17.1)$$

где k — коэффициент запаса. Значения k неодинаковы для разных объектов. Для путевого хозяйства $k = 1,2 \div 1,5$. Меньшее значение принимается в случае, когда вблизи ТЭС имеется железнодорожный разъезд Министерства путей сообщения (МПС), линии которого могут быть использованы для кратковременной стоянки прибывающих маршрутов с топливом. Путевое хозяйство рассчитывается на суточную производительность исходя из 20-часовой работы всех котлов и круглосуточной работы всех водогрейных котлов с номинальной нагрузкой. Количество железнодорожных путей должно быть не менее двух, а протяженность рассчитывается на приемку полного маршрута с топливом общей массой 4000 т. Для разгрузочных устройств и участка конвейерной системы до пункта разделения потоков (до узла пересыпки) значение коэффициента запаса принимается равным 1,5. Для конвейерной системы в главное здание $k = 1,1$.

Расчетная производительность конвейеров для подачи топлива на склад и выдачи со склада, а также складских перевалочных механизмов принимается такой же, как и производительность топливоподачи в главное здание. Разгрузочное устройство и весь последующий тракт движения топлива рассчитывается на часовую производительность.

Механизмы топливоподачи в течение суток периодически останавливают для осмотра, выполнения мелкого ремонта и уборки помещений. В это время топливо к котлам подается из запаса в бункерах. Для ТЭС небольшой мощности можно предусмотреть такую емкость бункеров, которой будет достаточно для возможности работы топливоподачи не круглосуточно, а в две смены. Производительность топливоподачи в этом случае должна быть равна

$$B_p = 24 B/T, \quad (17.2)$$

где T — число часов работы топливоподачи в сутки. При двухсменной работе $T = 14$ ч.

Топливоподача является наиболее сложным объектом топливного хозяйства. По типовому проекту топливоподача состоит из системы горизонтальных и подъемных конвейеров, нескольких пунктов пересыпки, дробильного корпуса и бункеров в главном здании.

Линия конвейеров от разгрузочного устройства до бункеров в главном здании сооружается в закрытых отапливаемых галереях. В целях обеспечения надежности подачи топлива конвейеры сооружаются 2-питочными, т. е. на каждом участке предусматриваются два параллельных конвейера с единичной производительностью каждого, равной производительности топливоподачи. На такую же производительность рассчитываются конвейеры «на склад» и «со склада», однако выполняют они однопиточными.

Расстояние между объектами топливоподачи определяется из условий необходимой высоты подачи и допустимого угла наклона конвейе-

ра к горизонту. Для сортированных углей угол наклона не более 17° , для рядовых — 20° , фрезторфа — 21° .

На современных топливоподачах используются только ленточные конвейеры с прорезиненной лентой шириной от 800 до 2000 мм и скоростью движения 1,25—2,5 м/с. Требуемая ширина ленты (м) определяется по формуле [19]

$$b = \sqrt{1,1 B_p / k \omega \rho_{\text{нас}}}, \quad (17.3)$$

где ω — скорость ленты, м/с; $\rho_{\text{нас}}$ — насыпная плотность топлива, кг/м³; k — коэффициент, зависящий от угла установки верхних роликоопор; при угле наклона 20° $k = 295$, а при угле 30° $k = 355$.

Доставка топлива на современных ТЭС осуществляется железнодорожным транспортом в вагонах грузоподъемностью 60, 93 и 125 т. В редких случаях для доставки применяются автомобили большой грузоподъемности и конвейеры. В нашей стране и за рубежом действует несколько опытных установок гидравлической транспортировки угля по трубопроводам.

Разгрузка вагонов производится вагоноопрокидывателями, представляющими собой цилиндрическую ферму, смонтированную на катках, которая вместе с установленным в ней вагоном может поворачиваться на угол 170° . При этом находящееся в вагоне топливо высыпается. На разгрузку одного вагона затрачивается 5—6 мин, включая сюда время на установку и выкатку порожнего вагона. В зависимости от грузоподъемности вагонов производительность вагоноопрокидывателей составляет 700—1200 т/ч.

На ТЭС, использующих фрезторф и высоковлажные бурые угли, применяются разгрузочные устройства траншейного типа с принудительной выдачей топлива из них многоковшовыми багерными выгрузателями или пластинчатыми транспортерами. Необходимость в таких устройствах возникает из-за плохой сыпучести указанных топлив.

Измельчение топлива производится в две ступени. Первая предусматривается в разгрузочном устройстве с помощью дробильно-фрезерных машин или дискозубчатых дробилок, а вторая — в дробильном корпусе с помощью молотковых дробилок. В бункера главного здания топливо подается не крупнее 25 мм. В дробильном корпусе устанавливаются две или четыре дробилки, соответственно по одной или по две на каждую нитку конвейеров.

Бункера главного здания предусматриваются для создания запаса топлива и непрерывной его выдачи при остановке топливоподачи. Выполняются они в виде 4-гранной призмы, переходящей вниз в усеченную пирамиду (воронку), имеющую в конце отверстие выпуска. Объем бункеров рассчитывается на 4-, 6-часовой запас топлива.

Движение топлива в бункерах часто сопровождается застреванием. Для борьбы с этим явлением применяются вибраторы, устанавливаемые на сужающейся части бункера, и покрытия стенок гидрофобными материалами (полиэтиленом, тефлоном, эпоксидным лаком и др.) [32].

Склады топлива служат для создания запаса топлива на случай прекращения его доставки. Склад выполняет также роль буферной емкости, позволяющей сглаживать неравномерность доставки топлива.

Ёмкость складов выбирается в зависимости от мощности ТЭС, вида топлива и расстояния до поставщика. Для ТЭС, работающих на угле, емкость склада рассчитывается на 30-суточный запас. При расстоянии до поставщика менее 100 км запас снижается до 2-недельного. Также на 2-недельный запас рассчитываются склады фрезторфа и сланцев.

Склады размещаются на территории электростанций. При ограниченности места, например для ТЭЦ в городах, сооружаются два склада: один на территории емкостью не более 5000 т и другой за городом для хранения основного запаса.

Для складов отводятся площадки, не затопляемые паводковыми водами. Площадка планируется с уклоном 0,003; на территории ее сооружаются сеть дренажных канав, дороги, линии электропередачи и связи. Особое внимание уделяется мерам пожарной безопасности. С этой целью сооружаются подъездные пути и проезды для пожарных машин, прокладывается сеть пожарного водопровода.

Переработка топлива на складах заключается в приеме и выдаче топлива и выполнении перевалочных операций по формированию и расформированию штабелей. При эксплуатации складов предусматриваются меры, исключающие потери топлива вследствие окисления, развевания ветром и перемешивания с землей.

17.3. МАЗУТНОЕ ХОЗЯЙСТВО ТЭС

Мазутным хозяйством именуется комплекс устройств и сооружений, предназначенных для приемки, хранения, подготовки и подачи мазута в котельную. Основными объектами мазутного хозяйства являются: приемо-разгрузочное устройство, хранилище (склад), насосная станция, мазутопроводы. Эти объекты вместе с мазутопроводами образуют технологическую схему, типичный вид которой изображен на рис. 17.3.

Мазут на ТЭС доставляется железнодорожным, водным или трубопроводным транспортом и сливается в приемный резервуар. В лотках перед резервуарами устанавливаются сетки с ячейками 10×10 мм, служащие для задержки посторонних предметов. Из приемных резервуаров мазут насосами перекачивается в основные резервуары-хранилища, служащие для создания запаса мазута.

Из резервуаров-хранилищ мазут самотеком или с помощью насосов подается в здание насосной станции, где устанавливаются насосы, теплообменники и фильтры тонкой очистки. Здесь мазут подогревается, очищается и под заданным давлением подается в котельную.

В технологической схеме предусматриваются линии рециркуляции мазута, за счет которых обеспечивается непрерывное движение его по трубам в трубопроводах. Это предупреждает его застывание при остановке котлов.

Мазут на электростанциях используется не только как основное, но и как вспомогательное топливо, применяемое для растопки котлов, работающих на твердом топливе. В зависимости от назначения мазута на ТЭС сооружается или основное, или растопочное мазутное хозяйство. Основное хозяйство рассчитывается на подачу такого количества мазута, которое обеспечивает работу всех котлов с номиналь-

ной нагрузкой; растопочное — только для одновременной растопки двух котлов до нагрузки 30% номинальной. Независимо от назначения мазутное хозяйство выполняется по одной схеме.

Для обеспечения надежности транспорта мазут приходится подогревать на всем протяжении тракта его движения. Первичный подогрев до температуры $35-45^\circ\text{C}$ производится в приемо-разгрузочном устройстве при сливе из цистерн и движении по самотечным лоткам. В резервуа-

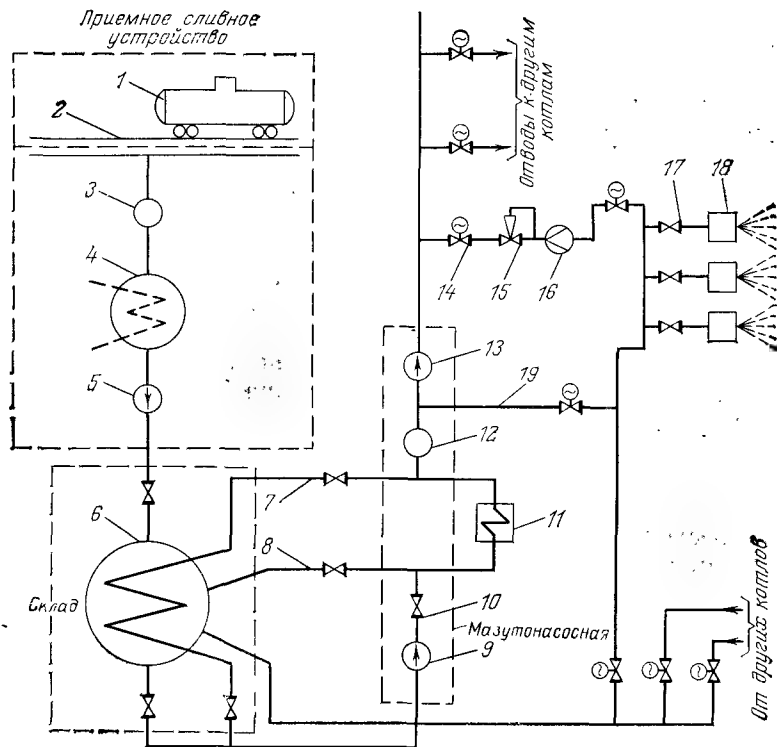


Рис. 17.3. Технологическая схема мазутного хозяйства ТЭС.

1 — цистерна; 2 — сливное устройство; 3 — фильтр грубой очистки; 4 — приемный резервуар; 5 — перекачивающий насос; 6 — основной резервуар; 7, 8, 19 — линии рециркуляции мазута; 9 — насос первого подъема; 10 — обратный клапан; 11 — подогреватель мазута; 12 — фильтр тонкой очистки; 13 — насос второго подъема; 14 — запорная задвижка; 15 — регулятор расхода; 16 — расходомер; 17 — задвижка; 18 — форсунки котла.

рах мазут подогревается до 90°C . Окончательный подогрев до температуры $120-150^\circ\text{C}$, выбираемой по условиям распыливания, осуществляется в подогревателях, устанавливаемых в насосной станции.

Давление мазута в линии к котельной выбирается в зависимости от типа форсунок. Качественное распыливание механическими форсунками обеспечивается при давлении $3-4,5$ МПа; паровыми — $0,5-1,0$ МПа. Давление $3-4,5$ МПа надежно обеспечивается только при работе двух последовательно включенных групп насосов. В первой давление повышается до $1-1,5$ МПа, во второй — до заданного. Од-

неступенчатый подъем давления не надежен из-за возникновения явления кавитации и срыва работы насосов.

Приемо-разгрузочное устройство представляет собой участок железнодорожного пути с желобом между рельсами, куда сливается мазут из цистерн. Желоб выполняется из железобетона с металлической облицовкой и уклоном дна 0,01 в сторону приемных резервуаров. По дну желоба прокладываются паровые трубы для разогрева мазута.

Для ускорения слива мазут в цистернах разогревается паром давлением 1—1,2 МПа, подаваемым в цистерну через верхнюю горловину. На некоторых ТЭС для этой цели используются разогревающие устройства, сооружаемые по типу размораживающих устройств.

Расход пара для разогрева мазута в цистерне (кг/кг мазута) определяется по формуле

$$d = 1,25 \frac{c(t_2 - t_1)}{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}},$$

где $i_{\text{п}}$ — энтальпия пара, Дж/кг; $i_{\text{к}}$ — энтальпия конденсата при средней температуре мазута при разогреве, Дж/кг; c — теплоемкость мазута, Дж/(кг · °С); t_1 и t_2 — соответственно начальная и конечная температура мазута, °С.

По условиям удобства обслуживания длина сливных эстакад принимается не более 100 м, а суммарная их длина L и количество параллельно сооружаемых эстакад определяются по формуле

$$L = \frac{B\tau l}{24G_{\text{ц}}} k; \quad n = L/100, \quad (17.4)$$

где B — расход мазута на ТЭС, т/ч; $G_{\text{ц}}$ — грузоподъемность цистерн, т; τ — нормированное время слива для ставки цистерн, принимаемое равным 4—5 ч в летнее время и до 10 ч в зимнее; l — длина цистерны, м; $k = 1,2$ — коэффициент запаса.

Резервуары служат для приемки и хранения мазута. Они должны иметь прочную и одновременно простую конструкцию, позволяющую сооружать их современными промышленными методами; иметь плотные стенки, исключающие протечки мазута; обеспечивать надежную пожарную безопасность.

Суммарная емкость резервуаров на складе рассчитывается на 15-суточный запас, если мазут доставляется по железной дороге и является основным топливом. При доставке по трубопроводам запас предусматривается 3-суточным. Если мазут является растопочным топливом или на мазуте работают только водогрейные котлы, то запас предусматривается 10-суточный [34]. Для обеспечения технологической надежности переработки мазута и подачи его в котельную на складе устанавливается не менее трех резервуаров.

Резервуары выполняются металлическими или железобетонными. Исполнение их может быть наземным, подземным или полуподземным. При наземном исполнении обеспечивается самотечная подача мазута в мазутонасосную станцию, при этом объем строительного-монтажных работ меньше, но более сложно обеспечение требований пожарной безопасности. Каждый наземный резервуар или группа резервуаров

должны быть ограждены земляным валом. Обвалованное пространство рассчитывается на 50% объема хранящегося мазута. Между резервуарами предусматриваются пожарные разрывы и проезды. Все это приводит к тому, что потребная площадь для размещения наземных резервуаров примерно в 2 раза больше площади подземных сооружений.

Подземные резервуары сложнее, и для выдачи из них мазута требуется устанавливать специальные насосы. Однако эти недостатки компенсируются простотой обеспечения требований пожарной безопасности и меньшей потребной площадью для их размещения. В конкретных случаях выбор исполнения резервуаров принимается на основе сопоставления расчетных затрат для разных вариантов.

Мазут в резервуарах хранится при температуре 70—80° С. Для снижения потерь тепла в окружающую среду стенки наземных резервуаров покрываются для теплоизоляции матами из минеральной ваты с обшивкой снаружи жестко или нанесением слоя асбоцементной штукатурки.

Подземные резервуары сооружаются из железобетона. Стенки их перед засыпкой землей покрывают слоем гидроизоляции. Дополнительная теплоизоляция стенок не предусматривается.

Следует отметить, что даже при наличии теплоизоляции потери тепла резервуарами в окружающую среду довольно велики. В течение года потери составляют 600—900 МДж на 1 т мазута. Снижение потерь достигается хранением мазута без подогрева. Этот метод опробован в последние годы на нескольких ТЭС и положительно зарекомендовал себя. При наличии на складе нескольких резервуаров часть из них не обогревается. Готовность к сливу мазута обеспечивается постоянным обогревом сливных устройств, а также постоянной готовностью включения основных подогревающих устройств.

В резервуарах мазут подогревается в паровых поверхностных теплообменниках и в результате рециркуляции горячего мазута. Поверхностные нагреватели выполняются в виде единичного змеевика или в виде секций прямых труб, объединенных по концам в коллекторы и устанавливаемых в нижней части резервуаров. В нагреватели подается пар давлением 0,5—0,6 МПа.

Паровые нагреватели являются обязательным оборудованием резервуаров, однако в условиях эксплуатации они включаются редко. Основным современным способом разогрева является циркуляционный, заключающийся в непрерывной или периодической замене остывшего мазута горячим, нагреваемым в теплообменниках мазутонасосной станции и подаваемым в резервуары по трубопроводам рециркуляции (см. рис. 17.1). Циркуляционный подогрев обеспечивает равномерный подогрев мазута во всем объеме и эффективное его перемешивание, препятствующее выпадению осадков.

Мазутонасосные станции сооружаются в виде отдельного одно- или двухэтажного строения с помещениями для насосов, вентиляционного оборудования, щита управления и распредустройства. Отдельное помещение выделяется в качестве бытового.

Из технологического оборудования в мазутонасосной станции устанавливаются насосы, фильтры, подогреватели и устройства для сбора

и очистки загрязненных мазутом вод. Подогреватели мазута устанавливаются, как правило, снаружи здания мазутонасосной станции.

Для перекачки мазута применяются насосы специального исполнения. В мазутонасосной станции устанавливаются центробежные насосы с горизонтальным валом, а в резервуарах—осевые насосы погружного типа. И те и другие имеют электродвигатели с герметичным корпусом.

При поступлении мазута из резервуаров самотеком (при наземном расположении резервуаров) в мазутонасосной станции устанавливаются насосы первого и второго подъема. При подземных резервуарах в мазутонасосной станции устанавливаются только насосы второго подъема; насосы первого подъема размещаются непосредственно в резервуарах.

Количество насосов в каждой группе принимается не менее трех, считая один резервным. В растопочном мазутном хозяйстве допускается установка двух насосов, каждый из которых должен обеспечивать подачу мазута для растопки 2—4 котлов.

При определении расчетной подачи насосов учитывается расход мазута на рециркуляцию в количестве 20—25% общего расхода.

Фильтры грубой очистки выполняются в виде сеток с ячейками 10×10 мм и устанавливаются перед насосами первого подъема. Тонкая очистка осуществляется в фильтрах корпусного типа через сетки с ячейками размером 1×1 мм.

Для подогрева мазута используются двухсекционные трубчатые теплообменники. По трубам движется мазут, а в межтрубное пространство подается пар давлением 1—1,2 МПа. Температура подогрева выбирается в зависимости от вязкости и типа форсунок. При распыливании механическими форсунками вязкость должна быть не выше 2° ВУ , а паровыми — 6° ВУ . Соответствующие зависимости вязкости от температуры для разных марок мазута приводятся в справочниках [33]. Например, мазут марки М100 при распыливании механическими форсунками должен подогреваться до $130\text{—}140^\circ \text{ С}$.

В последнее время для подогрева мазута используются теплообменники типа «труба в трубе». Эти аппараты по габаритным размерам больше двух секционных, но отличаются большей надежностью и плотностью трубчатой системы, исключающей загрязнение конденсата пара.

Поверхность нагрева теплообменников определяется по общей методике (см. § 12.6). Значение коэффициента теплопередачи от пара к мазуту составляет $150\text{—}170 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{ С})$. Общее количество теплообменников в мазутонасосной станции должно быть не менее трех; один из них устанавливается как резервный.

От насосной станции в котельную мазут подается по двум мазутопроводам, прокладываемым на эстакаде в совместной изоляции с паропроводами. Каждый из мазутопроводов рассчитывается на пропуск 75% общего расхода мазута.

Для мазутопроводов используются стальные бесшовные трубы. Диаметр их (м) определяется по формуле

$$d = 2 \sqrt{\frac{G}{\pi r \omega}}, \quad (17.5)$$

где G — расход мазута по трубопроводу, кг/с; r — плотность мазута, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\omega = 1\text{—}2 \text{ м/с}$ — рекомендуемые значения скорости в мазутопроводе.

Помещение мазутонасосной станции относится к категории взрывоопасных объектов. Поэтому вся электрическая арматура и электродвигатели выбираются во взрывобезопасном исполнении. На всасывающих

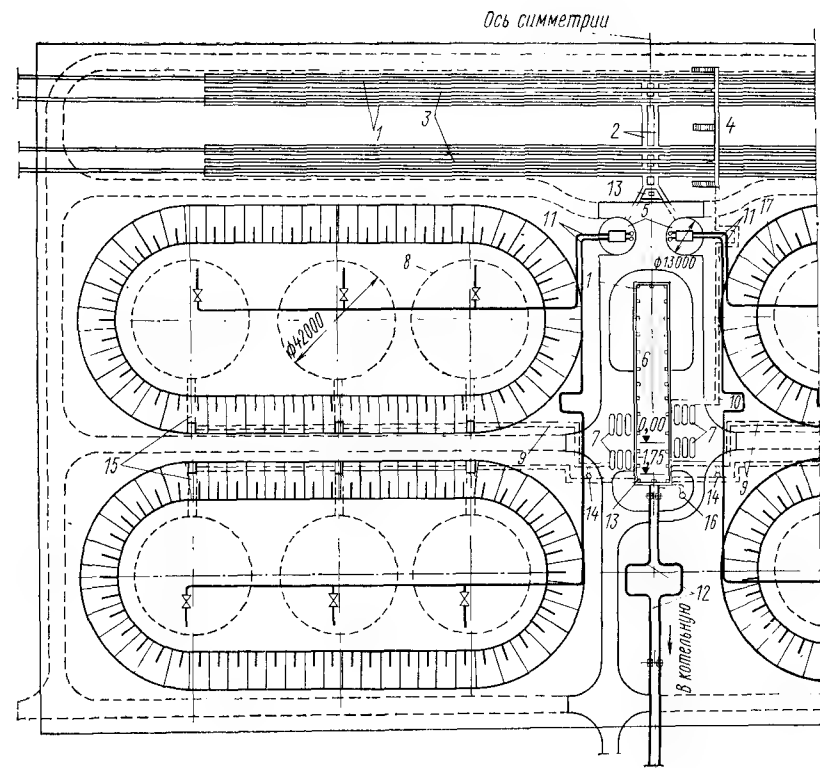


Рис. 17.4. Компоновка мазутного хозяйства мощной ТЭС.

1 — сливные желоба; 2 — сливная эстакада; 3 — желоба к приемным резервуарам; 4 — переходный мост; 5 — приемные резервуары; 6 — мазутонасосная станция; 7 — подогреватели мазута; 8 — основные резервуары; 9 — каналы к мазутонасосной; 10—12 — эстакады паромазутопроводов; 13 и 14 — прямки для сбора замазученных вод; 15 — узлы управления арматурой; 16 — барботер; 17 — земляной вал.

и нагнетательных мазутопроводах в 10—15 м от здания насосной станции устанавливаются аварийные запорные клапаны. С этой же целью предусматривается приточно-вытяжная вентиляция с кратностью обмена воздуха 20—35.

Основное мазутное хозяйство (рис. 17.4) размещается обычно за пределами территории ТЭС не ближе 500 м от ближайшего населенного пункта. Это диктуется мерами пожарной безопасности и стремлением улучшить показатели генплана ТЭС.

Расстопочное мазутное хозяйство совмещается, как правило, со складом масел и горючесмазочных материалов. Место для него отводится в пределах ограды ТЭС.

Выбранная площадка мазутного хозяйства планируется с уклоном 0,003 для стока ливневых вод. На площадку подводится линия электропередачи, сооружается железнодорожная ветка и автомобильная дорога. Все объекты мазутного хозяйства оборудуются надежной грозозащитой.

17.4. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО ТЭС НА ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ

Топливное хозяйство ТЭС на газовом топливе состоит из газораспределительного пункта (ГРП) и системы газопроводов. Газ к ГРП подается от распределительной станции, располагающейся за пределами ТЭС и соединенной с магистральным газопроводом. Давление газа перед ГРП составляет 1—1,2 МПа, а после ГРП — 0,05—0,12 МПа. Подготовка газа к сжиганию заключается в очистке его от пыли и обеспечении требуемого давления перед горелками.

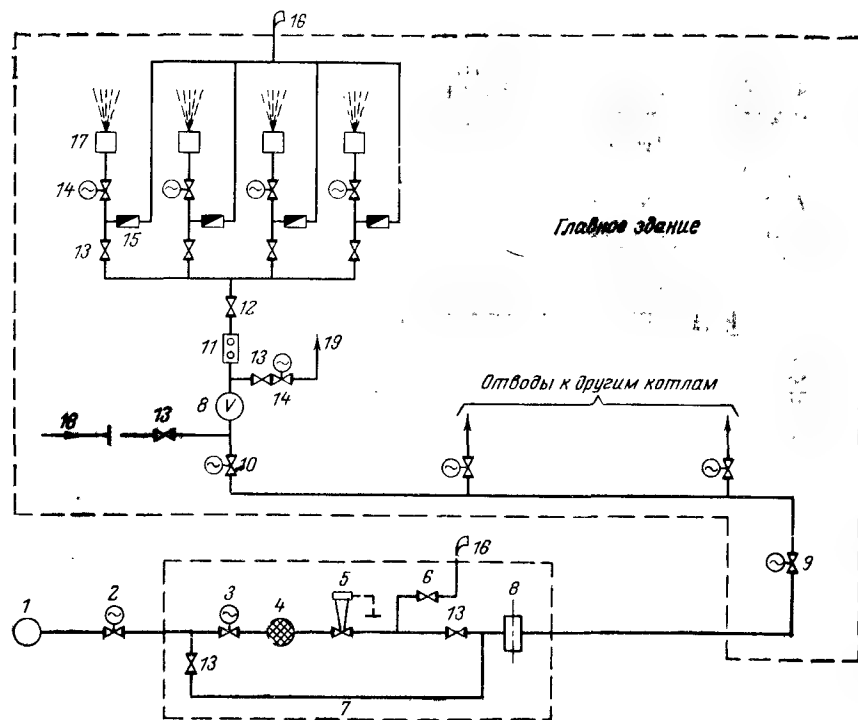


Рис. 17.5. Технологическая схема газового хозяйства ТЭС.

1 — газовая магистраль; 2, 3, 9, 10 — задвижки с электроприводом; 4 — фильтр; 5 — регулятор давления; 6 — предохранительный клапан; 7 — байпасная линия; 8 — расходомер; 11 — быстродействующий клапан; 12 — регулирующий клапан; 13, 14 — запорные задвижки на линии к запальнику; 15 — пробковый кран; 16 — свеча; 17 — горелки котла; 18 — подача сжатого воздуха для продувки газопровода; 19 — запальник.

В схеме ГРП (рис. 17.5) предусматривается установка волокнистого фильтра для обеспыливания газа; автоматического регулятора давления газа «после себя»; приборов для измерения давления и расхода газа; запорной арматуры. В схеме ГРП предусматривается обводная линия для подачи газа в котельную при ремонтах на ГРП.

ГРП на мощных ТЭС располагаются в отдельном здании, состоящем из двух помещений: основного, где установлены вся арматура и приборы, и вспомогательного, предназначенного для отопительно-вентиляционной установки. В здании предусматриваются два выхода в противоположных торцовых стенках и отдельная дверь наружу из вспомогательного помещения.

По существующим нормам проектирования [34] на ГРЭС мощностью до 1200 МВт и ТЭЦ до 900 МВт сооружается один ГРП. При большей мощности их может быть два и более.

Прокладка всех газопроводов на территории ТЭС выполняется наземной на железобетонных или металлических эстакадах. Газ от ГРП к магистрали котельной и от магистрали котельной к котлам подводится по одному газопроводу. На отводах к котлам устанавливается запорная и регулирующая арматура с дистанционным управлением, а также прибор для измерения расхода газа. На всех конечных точках газопроводов делаются продувочные линии с плотной арматурой, служащие для удаления газа из трубопроводов при ремонтах.

Для газопроводов используются стальные бесшовные трубы, диаметр которых выбирается по расходу газа и принятой скорости его движения. Рекомендуемые значения скорости составляют 60—80 м/с для магистральных газопроводов и 40—60 м/с для отводов к котлам.

17.5. ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОПЕРАЦИИ С ТВЭЛАМИ НА АЭС

Ядерное топливо доставляется на АЭС в виде готовых к загрузке в реактор твэлов, конструкция которых неодинакова для разных типов реакторов. Для уран-графитовых реакторов канального типа это технологические каналы, для водо-водяных реакторов — кассеты, состоящие из нескольких десятков стержневых твэлов.

Твэлы на АЭС доставляются в вагонах специального типа, предназначенных для перевозки радиоактивных материалов. Для обеспечения безопасности и исключения возможных повреждений при перевозке каждая кассета или канал упаковываются в чехол.

На АЭС для хранения твэлов сооружается помещение-склад, размещаемый в главном здании или в отдельном строении. На складе предусматривается отдельное помещение для извлечения твэлов из заводской упаковки и контроля их состояния. Хранятся твэлы на складе в вертикальном положении.

При перегрузках реактора транспортировка твэлов со склада к реактору производится краном реакторного цеха. Если склад располагается вне главного здания, то для транспортировки используются вагоны специальной конструкции. При перегрузках реактора вначале удаляются отработавшие твэлы, а на их место устанавливаются свежие. Комплекс устройств и механизмов, применяемый для производ-

ства перегрузочных операций, именуется *оборудованием технологического транспорта*. Сюда относятся различные захваты и приспособления для переноски твэлов, перегрузочные краны и перегрузочные машины.

Удаляемые из реактора отработавшие твэлы переносятся краном или перегрузочной машиной в бассейн выдержки, располагающийся обычно в одном помещении с реактором. Переноска является сложной операцией, поскольку отработавшие твэлы представляют собой сильный источник излучения. Кроме биологической опасности излучение вызывает самонагревание твэлов, которое может привести к расплавлению оболочек. Поэтому при переноске и при дальнейшей транспортировке их непрерывно охлаждают. Например, на некоторых АЭС (Нововоронежская, I и II блоки) реакторное помещение имеет конструкцию, позволяющую заполнять его водой. Выемка и переноска твэлов проводится под слоем воды, обеспечивающей надежное охлаждение их и поглощение излучения. Транспортные операции осуществляются краном-перегрузателем, кабина которого имеет надежную защиту от излучений.

При перегрузках реакторов канального типа перед выемкой отработавшего технологического канала к нему присоединяются гибкие шланги для подвода и отвода охлаждающей воды. Так, при непрерывном охлаждении каналы вынимаются из активной зоны и переносятся в бассейн выдержки. Для подсоединения и отсоединения шлангов используются специальные механизмы с манипуляторами, управляемые из защищенной кабины.

Применяемые на современных АЭС перегрузочные машины могут выполнять операции перегрузки без остановки реактора. Машина работает по заданной программе и автоматически выполняет все операции: установку над соответствующим лючком, снятие крышки лючка, извлечение отработавшего канала и установку на его место свежего, транспортирование отработавшего канала в бассейн выдержки.

Отработавшие твэлы на регенерационный завод перевозят в железнодорожных контейнерах с надежной биологической защитой. В пути твэлы непрерывно охлаждаются водой, заполняющей внутреннюю полость контейнера. Для улучшения теплоотвода стенки контейнера выполняются с ребрами.

Глава 18

ГАЗООЧИСТКА И ЗОЛОУДАЛЕНИЕ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

18.1. ВРЕДНЫЕ ВЫБРОСЫ ТЭС И АЭС

В состав дымовых газов ТЭС и газовых выбросов АЭС содержатся компоненты, относящиеся к категории вредных, представляющих реальную опасность для здоровья людей и окружающего животного и растительного мира. Состав вредных веществ зависит от вида используемого топлива. Так, при сжигании твердых и жидких топлив выбра-

сываются вредные вещества в виде окислов серы (SO_2 и SO_3), окислов азота, золы, сажи; при сжигании газа выбросы содержат окислы азота и сажу. Окислы азота в основном состоят из двуокиси (NO_2).

Кроме указанных вредных веществ дымовые газы паровых котлов всегда содержат некоторое количество продуктов химического и механического недожога в виде окиси углерода, коксовых частиц и летучих углеводородов. В составе углеводородов обнаружено сильнодействующее канцерогенное вещество бенз/а/пирен.

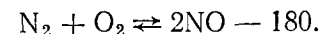
На АЭС газовые выбросы содержат радиоактивные изотопы различных элементов.

Причины образования вредных веществ не одинаковы. Например, окислы серы образуются в результате окисления органической и колчеданной серы топлива. Объем образующегося SO_2 ($\text{нм}^3/\text{кг}$ топлива) равен

$$V_{\text{SO}_2} = 0,007 S_{\text{ор}+\text{к}}, \quad (18.1)$$

где $S_{\text{ор}+\text{к}}$ — суммарное содержание органической и колчеданной серы в топливе, %. Объем SO составляет доли процента объема SO_2 .

Двуокись азота образуется из окиси (NO) при окислении последней атмосферным кислородом. Образование NO происходит в топке котла в результате окисления части азота, подаваемого в топку вместе с воздухом, по реакции (кДж/моль)



Скорость протекания реакции описывается уравнением

$$\frac{d(\text{NO})}{d\tau} = k_1 \text{O}_2 \text{N}_2 \exp\left(-\frac{E_1}{RT}\right) - k_2 \text{NO} \exp\left(-\frac{E_2}{RT}\right), \quad (18.2)$$

где NO , O_2 , N_2 — концентрация окиси азота, кислорода и азота в продуктах сгорания, %; τ — время, с; T — температура в топке, К; R — универсальная газовая постоянная, $\text{кДж}/(\text{моль} \cdot ^\circ\text{C})$; E — энергия активации, кДж/моль ; k_1 , k_2 — константы скорости реакции при температуре 20°C , с^{-1} .

Из уравнения (18.2) следует, что концентрация NO повышается вместе с ростом температуры и временем пребывания газов в топке, а также увеличением концентрации кислорода (коэффициента избытка воздуха). Концентрация NO не зависит от вида сжигаемого топлива.

Образование NO заканчивается в топке; окисление до NO_2 начинается в конвективных газоходах и полностью заканчивается в атмосфере. Концентрация окислов азота в пересчете на NO_2 может быть определена по формуле [46] (г/м^3)

$$C_{\text{NO}_2} = 0,083 q_v^{0,5} D_{\text{эк}}^{0,8} \alpha^3, \quad (18.3)$$

где q_v — тепловое напряжение топочного объема, $\text{ГДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$; $D_{\text{эк}}$ — эквивалентный диаметр топки, м; α — коэффициент избытка воздуха в топке.

Образование окислов азота и выброс их в атмосферу характеризуются следующими цифрами. Паровой котел производительностью 170 т/ч

при сжигании АШ и природного газа выбрасывает 2,2 т/сут окислов азота, а котел производительностью 950 т/ч — 57 т/сут.

Для уменьшения образования окислов азота на современных ТЭС применяют следующие мероприятия: сжигание топлива при малых коэффициентах избытка воздуха; двухстадийное сжигание топлива; понижение температуры в топке рециркуляцией части дымовых газов в зону горения топлива.

Количество золы, выбрасываемой в атмосферу [кг/(кг топлива)], зависит от зольности топлива, типа топки и КПД золоуловителей:

$$A_{\text{ун}} = \left(\frac{A^p}{100} - \frac{q_4}{100} \frac{Q_n^p}{32939} \right) (1 - \eta_{\text{ау}}) a_{\text{ун}}, \quad (18.4)$$

где A^p — зольность топлива, %; q_4 — механическая неполнота горения топлива, %; Q_n^p — теплота сгорания топлива, кДж/кг; $a_{\text{ун}}$ — доля золы, уносимой из топки дымовыми газами; $\eta_{\text{ау}}$ — КПД золоуловителя.

Радиоактивные газы и аэрозоли образуются на АЭС в результате облучения стабильных веществ нейтронами. Количество их зависит от конструкции реактора, схемы АЭС и вида теплоносителя.

При оценке ущерба, причиняемого вредными выбросами, принимаются во внимание два фактора: количество выбрасываемого вещества и его вредность. В настоящее время наиболее вредными выбросами считают выбросы окислов серы, азота и летучей золы, а для радиоактивных выбросов — нуклиды с большим периодом полураспада и высоким уровнем излучения (стронций-90, углерод-14 и др.).

Свойства и действие отдельных выбросов неодинаковы. Например, окислы серы при концентрации их в воздухе более 2 мг/л вызывают у людей воспаление слизистых оболочек, а при длительном воздействии — катар дыхательных путей. Присутствие в воздухе окислов серы вызывает торможение роста растений и их гибель. Металл под воздействием окислов серы интенсивно корродирует, а строительные конструкции разрушаются. Окислы азота оказывают аналогичное действие, но в более сильной степени. Летучая зола загрязняет воздух и уменьшает его прозрачность. Частицы золы поглощают ультрафиолетовое излучение и служат причиной образования туманов. Радиоактивные газы и аэрозоли при вдыхании их человеком вызывают внутреннее облучение организма, что более опасно, чем наружное облучение.

Бурное развитие энергетики создает все более нарастающую угрозу опасного загрязнения атмосферы вредными выбросами. В целях защиты воздушного бассейна в наиболее развитых странах, в том числе и СССР, приняты специальные законы, которыми устанавливаются предельно допустимые количества выбросов предприятиями, созданы специальные органы надзора для контроля выбросов и соблюдения санитарных норм. В СССР такой контроль возложен на Госсанинспекцию.

Проектирование систем газоочистки и контроль количества выбросов ведется с учетом нормированных показателей. Такими показателями являются предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в атмосфере на уровне 1,5 м от земли. При оценке вредности

различных веществ учитываются следующие виды концентраций: среднесуточная, среднегодовая и максимально разовая (табл. 18.1).

Таблица 18.1. Нормы ПДК для некоторых вредных веществ

Вредное вещество	ПДК, мг/м³ (среднесуточная/максимально-разовая)	Вредное вещество	ПДК, Ки/л (среднегодовая)
Сернистый газ	0,15/0,5	Углерод-14	$1,2 \cdot 10^{-10}$
Окислы азота	0,085/0,085	Стронций-90	$4,0 \cdot 10^{-14}$
Оксид углерода	1,0/3,0	Йод-129	$5,5 \cdot 10^{-14}$
Сероводород	0,008/0,008	Йод-131	$2,9 \cdot 10^{-13}$
Сероуглерод	0,01/0,01	Натрий-22	$2,9 \cdot 10^{-13}$
Пыль нетоксичная	0,15/0,5	Барий-140	$1,5 \cdot 10^{-13}$
Сажа	0,05/0,05	Уран-235	$4,4 \cdot 10^{-15}$

Для снижения концентрации вредных выбросов в приземном слое на электростанциях применяются следующие мероприятия: рассеивание выбросов в атмосфере через высокие трубы; сжигание топлива с малыми избытками воздуха; газоочистка с помощью различных улавливающих аппаратов; выдержка радиоактивных газов в газгольдерах перед выбросом в атмосферу в целях снижения их активности. Применяются сочетания разных мероприятий. Например, высокие дымовые трубы на ТЭС и вентиляционные на АЭС сооружаются независимо от наличия других способов газоочистки.

В ближайшие годы могут найти применение такие методы газоочистки, как удаление окислов серы из дымовых газов с помощью поглотителей. Разрабатываются методы очистки от серы топлива перед сжиганием его в топках. Созданные для этого опытно-промышленные установки действуют на нескольких электростанциях. Однако из-за высокой стоимости и значительного усложнения схемы электростанции они пока не находят широкого распространения.

18.2. РАССЕИВАНИЕ ВЫБРОСОВ ЧЕРЕЗ ДЫМОВЫЕ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ ТРУБЫ

При выбросе газообразных веществ в атмосферу происходит их рассеивание в воздухе и снижение концентрации. Приземная концентрация тем меньше, чем выше точка выброса.

Процесс рассеивания подчиняется закономерностям турбулентной диффузии, зависящей от нескольких факторов. Главным из них является турбулентность атмосферы, вызываемая шероховатостью земной поверхности и метеорологическими условиями, в основном скоростью ветра и изменением температуры по высоте. Шероховатость способствует образованию вихрей при движении масс воздуха, а изменение температуры обуславливает вертикальное перемещение этих вихрей — температурную стратификацию.

По температурной стратификации различают три состояния атмосферы: конвекции, характеризующееся убыванием температуры по высоте,

при этом состояние атмосферы неустойчивое, а турбулентное перемешивание наибольшее; инверсии, характеризуемое нарастанием температуры по высоте, при этом состояние атмосферы устойчивое, а турбулентное перемешивание незначительное; состояние изотермичности, когда изменение температуры на 100 м высоты менее 1 °С, атмосфера при этом состоянии находится в равновесии.

По законам диффузии рассеивание выбросов, т. е. перемешивание их с окружающим воздухом, происходит тем интенсивнее, чем интенсивнее движение масс воздуха (при состоянии конвекции). Наиболее интенсивно рассеивание происходит при состоянии конвекции, когда движение масс воздуха и их турбулентное перемешивание бывает наибольшим по сравнению с другими состояниями.

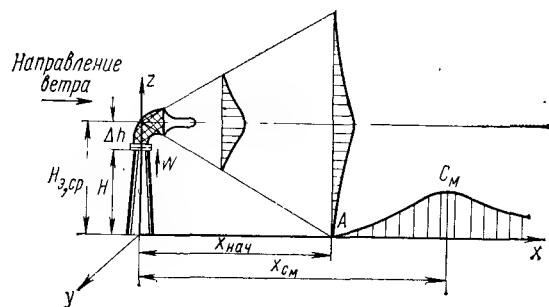


Рис. 18.1. Схема рассеивания газообразных выбросов из трубы.

Идеальный процесс рассеивания графически изображается в виде конуса, ось которого параллельна поверхности земли, а вершина располагается на продолжении оси трубы на расстоянии Δh от ее устья (рис. 18.1). Величина Δh характеризует подъем дымового облака над устьем трубы за счет кинетической энергии струи газа. По Л. А. Рихтеру [44] высота подъема струи (м) равна

$$\Delta h = 2,1 \sqrt{V \omega_0 / u}, \quad (18.5)$$

где V — количество выбрасываемого из трубы газа, м³/с; ω_0 — скорость газа на выходе из трубы, м/с; u — скорость ветра, м/с.

Струя газа на выходе из трубы движется в направлении ветра. При этом составляющие компоненты диффундируют в окружающий воздух, а концентрация их по оси конуса непрерывно убывает. На некотором расстоянии от трубы струя касается земной поверхности (точка А), отсюда начинается зона загрязнения приземного слоя. Концентрация загрязнений нарастает, достигая некоторого максимума, а затем снижается из-за продолжающегося процесса рассеивания. Протяженность зоны загрязнения может достигать нескольких десятков километров.

Площадь загрязнения изображается проекцией конуса рассеивания на земную поверхность. Концентрация загрязнений максимальна по оси конуса; в направлении, перпендикулярном оси, концентрация убывает.

Точка максимальной концентрации располагается на расстоянии от трубы, равном примерно 20-кратной ее высоте.

В соответствии с действующими Санитарными нормами [65] определение максимальных концентраций выбросов проводится на высоте 1,5 м от поверхности земли для наиболее неблагоприятных метеорологических условий. Концентрации выбросов определяются анализом отобранных проб воздуха. Концентрацию можно также определить посредством расчета по формулам, рекомендуемым Санитарными нормами. Формула для определения максимальной концентрации горячих выбросов ТЭС (м²/м³) имеет вид

$$C_m = \frac{AMFmn}{H^2 \sqrt[3]{V\Delta T}}. \quad (18.6)$$

Для определения C_m холодных выбросов АЭС (Ки/л) рекомендуется формула

$$C_m = \frac{AMFn}{H^{3/4}} K, \quad (18.7)$$

где A — коэффициент, учитывающий метеорологические условия территории (для европейской части СССР $A = 120$, для Урала и Украины $A = 160$, для Казахстана, Сибири, Дальнего Востока и Молдавии $A = 200$, для территорий южнее 40° северной широты $A = 240$); M — количество вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу, (г/с) (для выбросов ТЭС), Ки/л (для выбросов АЭС); F — коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ, значение которого принимается в зависимости от коэффициента очистки газов: при $\eta_{ay} = 90\%$ $F = 2$, при $\eta_{ay} = 75 \div 90\%$ $F = 2,5$.

Входящие в формулы (18.6) и (18.7) коэффициенты m и n учитывают условия выхода газовой струи из трубы. Величина m определяется по формуле

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \sqrt{f} + 0,34 \sqrt[3]{f}}, \quad (18.8)$$

где

$$f = 1000 \frac{\omega_0 D}{H^2 \Delta T}, \quad (18.9)$$

где D — диаметр устья трубы, м.

Коэффициент n вычисляется в зависимости от параметра z , определяемого разными способами для горячих и холодных выбросов. Для горячих выбросов ТЭС величина z равна

$$z = 0,65 \sqrt{V\Delta T/H}, \quad (18.10)$$

для холодных выбросов АЭС

$$z = 1,3 \omega_0 D/H, \quad (18.11)$$

Значение коэффициента принимается равным: при $z = 0,3$ $n = 3$; при $z = 2,0$ $n = 1$; при $z = 0,3 \div 2,0$ коэффициент n вычисляется по формуле

$$n = 3 - \sqrt{(V - 0,3)(4,36 - V)}; \quad (18.12)$$

H — высота источника выброса над уровнем земли, м; V — объем выброса, м³/с; K — коэффициент, учитывающий подъем струи выброса над устьем трубы и определяемый по формуле

$$K = \frac{1}{7,1 \sqrt{\omega_0 V}}. \quad (18.13)$$

Минимальная необходимая высота выброса должна быть такова, чтобы выполнялось условие $C_m \leq \text{ПДК}$. При сооружении на электростанции N труб высота их рассчитывается по формуле

$$H = \sqrt{\frac{AFMmn}{\Pi\Delta K}} \sqrt[3]{\frac{N}{V\Delta T}}. \quad (18.14)$$

По принятой в нашей стране методике вредность выбросов ТЭС оценивается по суммарному действию двух компонентов: сернистого ангидрида и двуокиси азота. В связи с этим формула (18.14) имеет вид

$$H = \sqrt[3]{AFmn \left(\frac{M_{\text{SO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2}} + \frac{M_{\text{NO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{NO}_2}} \right) \frac{N}{V\Delta T}}. \quad (18.15)$$

Высота вентиляционной трубы АЭС (м) определяется по формуле

$$H = \left(\frac{AFD}{8V} \frac{M}{\Pi ДК} \right)^{3/4}, \quad (18.16)$$

где

$$\frac{M}{\text{ПДК}} = \frac{M_1}{\text{ПДК}_1} + \frac{M}{\text{ПДК}_2} + \dots + \frac{M_n}{\text{ПДК}_n};$$

здесь $M_1, \dots, M_n$ и $\text{ПДК}_1, \dots, \text{ПДК}_n$ — соответственно количество выбрасываемых радиоактивных нуклидов и их предельно допустимые концентрации.

Если поблизости от электростанции имеются предприятия с аналогичными по составу выбросами, то величина ПДК в формулах (18.14) и (18.15) уменьшается на существующую фоновую концентрацию соответствующих веществ.

Дымовые и вентиляционные трубы электростанций выполняются металлическими или железобетонными. Металлические как более легкие устанавливаются над главным зданием, а железобетонные — рядом с ним на отдельном фундаменте. Наиболее распространенным типом труб являются железобетонные, одноствольные с внутренней кирпичной футеровкой, служащей для защиты железобетонного ствола от действия агрессивных газов (рис. 18.2). Футеровка выполняется из кислото-

упорного кирпича на диабазовой или андизитовой замазке. Внутренняя поверхность затирается той же замазкой и обрабатывается 20 %-ной серной кислотой. Верхняя часть трубы (устье) защищается чугуном колпаком, собираемым из отдельных секций. С интервалом 50 м на трубе сооружаются площадки, соединяемые между собой лестницами. Предусматривается грозозащита трубы.

На современных АЭС вентиляционные трубы имеют высоту 120—150 м. На ТЭС трубы обычно выше. В зависимости от мощности блоков и качества топлива они сооружаются высотой 120—320 м. В ближайшие годы намечено сооружение еще более высоких труб.

Диаметр устья трубы выбирается в зависимости от расхода дымовых газов и их скорости, принимаемой в пределах 14–18 м/с. При подключении к одной трубе 2–4 блоков общей мощностью 1200–1600 МВт диаметр устья составляет 6–10 м.

В последние годы на мощных ТЭС стали применять многоствольные трубы, состоящие из нескольких металлических стволов, заключенных в общую железобетонную оболочку (рис. 18.3). Сооружение многоствольной трубы оказывается дешевле нескольких одноствольных. Труба получается более устойчивой и, что особенно важно, ремонт ее можно проводить без остановки подключенных котлов путем переключения потока газов на другой ствол.

Дымовые и вентиляционные трубы — дорогостоящие сооружения. Так, труба высотой 250 м и диаметром устья 8 м стоит 2—3 млн. руб., а высотой 320 м — 6—8 млн. руб. (~ 2,4 руб./кВт). В связи с этим выбор числа труб, их конструкции и основных параметров (высоты, диаметра и скорости га-

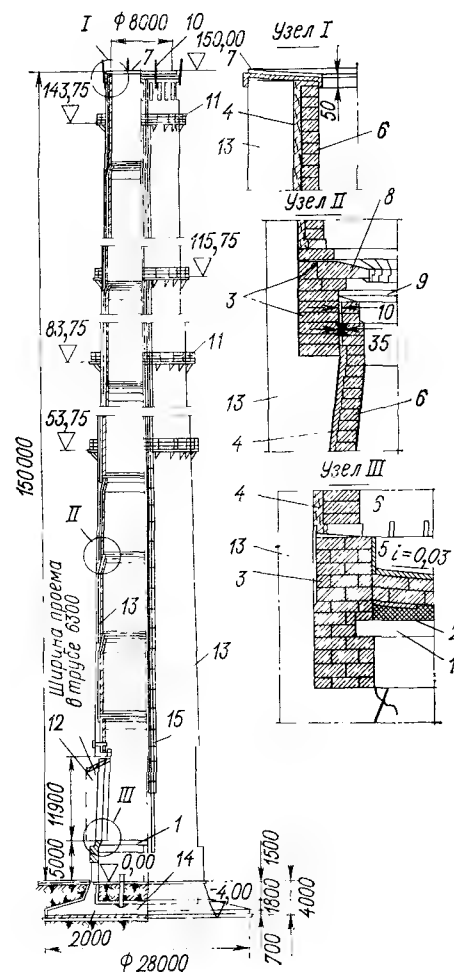


Рис. 18.2. Одноствольная дымовая труба из монолитного железобетона. 1 — перекрытие; 2 — слой шлакобетона; 3 — слой гидроизоляции; 4 — слой теплоизоляции; 5 — термостойкобетонные плиты; 6 — слой кислотоупорного кирпича; 7 — чугунный колпак; 8 — фасонный кирпич; 9 — температурный шов; 10 — молниезащитный отвод; 11 — световод; 12 — газоход; 13 — оболочка трубы; 14 — фундамент; 15 — лестница.

зов) может существенно сказаться на стоимости строительства электростанции.

Срок службы труб зависит в основном от агрессивности газов. Коррозионное действие их наиболее интенсивно в том случае, когда

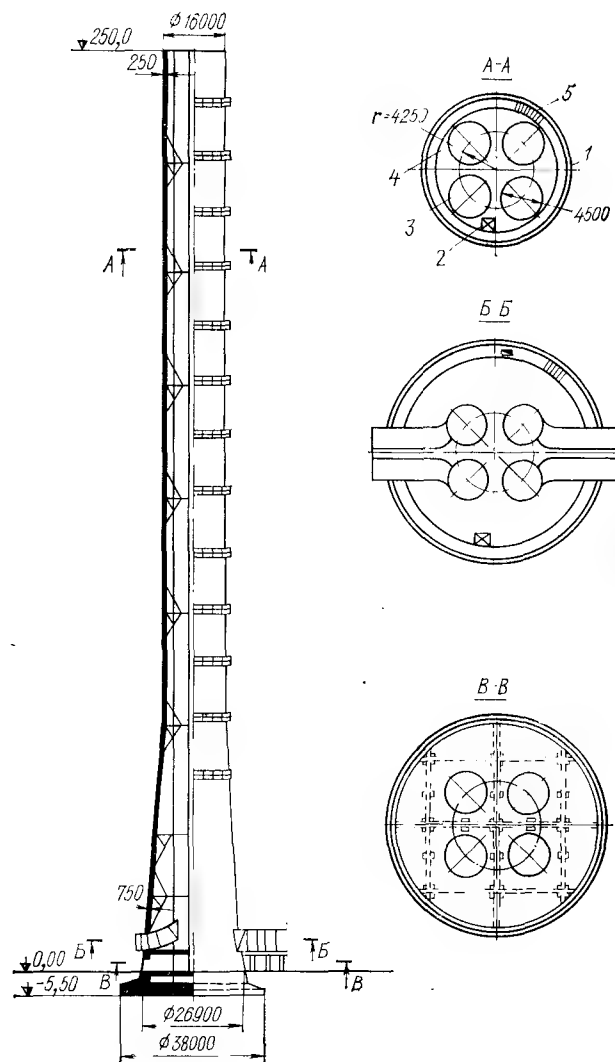


Рис. 18.3. Многоствольная дымовая труба.

1 — оболочка; 2 — лифт; 3 — газоотводящие стволы; 4 — вентилируемое пространство; 5 — площадки.

в трубе создается положительное давление, под действием которого газы проникают через неплотности футеровки и вызывают коррозионное разрушение арматуры и бетона. В практике известны случаи, когда подобные разрушения вызвали необходимость ремонта труб через

3—5 лет эксплуатации. Для увеличения срока службы в новейших конструкциях труб предусматривается зазор между футеровкой и железобетонным стволом, который вентилируется воздухом. Все чаще внутренние элементы труб выполняются из коррозионно-стойких сталей.

Положительное давление в трубе не возникнет, если скорость газов в устье (м/с) не превысит следующего значения [42]:

$$w = 2,6 \sqrt{\frac{\Delta T D}{100 \lambda + 8i}}, \quad (18.17)$$

где $\lambda = 0,05$ — коэффициент трения; $i = 0,01 \div 0,015$ — сужение трубы.

Положительное давление может быть также ликвидировано путем установки на устье трубы диффузора высотой 0,7—1,0 м.

18.3. ЗОЛОУЛОВИТЕЛИ

Дымовые газы от частиц летучей золы очищаются в устройствах, именуемых золоуловителями. На ТЭС применяются золоуловители: сухие инерционные в виде циклонов и батарейных циклонов; мокрые с прутковой решеткой и трубой Вентури; электрофильтры; комбинированные.

Летучая зола состоит из частиц полидисперсного состава. В составе ее имеются частицы сажи, кокса (уноса) и собственно золы. Кроме дисперсного состава зола характеризуется адгезией (липкостью), плотностью и абразивностью. По адгезии все пыли разделяют на четыре группы: неслипающиеся, среднеслипающиеся, слипающиеся и сильнослипающиеся. Зола бурых и каменных углей относится к группе слипающейся пыли, а зола антрацита к сильнослипающейся. При высокой адгезии зола налипает на стенки золоуловителей и с затруднениями удаляется из сборных бункеров.

Абразивность золы зависит от наличия в ее составе компонентов вида Al_2O_3 , SiO_2 , Fe_2O_3 и др. Высокоабразивная зола интенсивно истирает детали золоуловителей. Для уменьшения истирания предусматриваются пониженные скорости газов и покрытие внутренних стенок золоуловителей материалами, стойкими к истиранию.

Эффективность работы золоуловителей характеризуется коэффициентом очистки (%), определяемым по формуле

$$\eta_{ay} = \frac{G_{вх} - G_{вых}}{G_{вх}} 100, \quad (18.18)$$

где $G_{вх}$ — масса золы, поступающей в золоуловитель; $G_{вых}$ — масса золы, уловленной в золоуловителе.

По современным требованиям коэффициент очистки дымовых газов ТЭС должен составлять 99—99,5%. Для некоторых стран с высокой плотностью населения (Япония, Франция и др.) такой уровень очистки стал уже нормой. Требования по очистке газов начинают распространяться и на мазутные ТЭС, где также устанавливаются золоуловители для улавливания частиц сажи и кокса.

Циклоны состоят из цилиндрического корпуса с входной и выходной улитками и нижней конусной части в виде воронки (рис. 18.4, а). Частицы золы улавливаются здесь посредством действия центробежной силы, возникающей при вращении потока на входе в корпус. Действием центробежной силы частицы отжимаются к стенкам, затормаживаются и оседают в воронку. Этому способствует снижение скорости запыленного газа от 20—25 м/с на входе до 3—5 м/с в корпусе циклона.

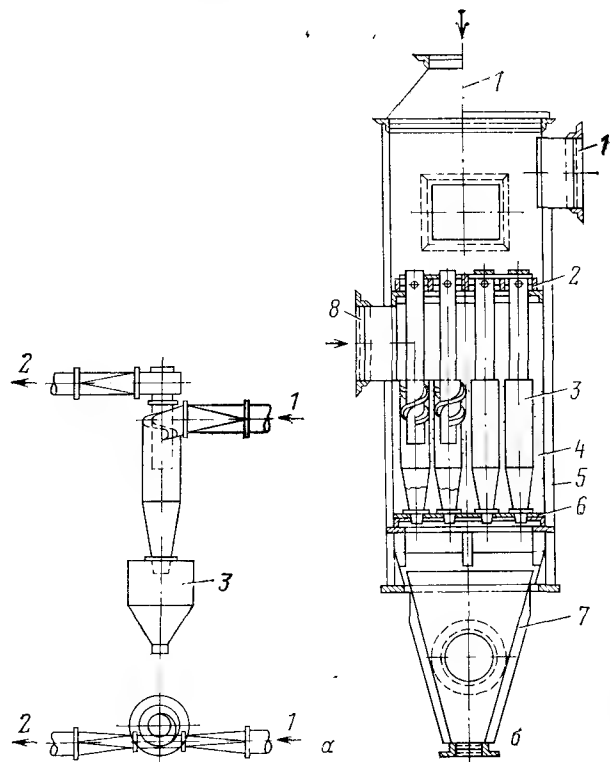


Рис. 18.4. Сухие инерционные золоуловители.

а — циклон: 1 — патрубок подвода газов; 2 — патрубок отвода очищенных газов; 3 — бункер; 4 — батарейный циклон: 1 — патрубок для выхода очищенных газов (два варианта); 2 — верхняя трубная решетка; 3 — циклоны; 4 — засылка из шлака; 5 — корпус; 6 — нижняя трубная решетка; 7 — бункер; 8 — патрубок подвода газов.

Коэффициент очистки в циклоне составляет 50—60%; гидравлическое сопротивление циклона равно 400—500 Па. В циклонах улавливаются преимущественно крупные частицы. Применяются они в качестве первой ступени очистки газов и на котлах малой мощности при слоевом сжигании топлива.

Батарейные циклоны (рис. 18.4, б) состоят из нескольких десятков циклонов диаметром 250 мм, заключенных в общем корпусе с параллельным подводом и отводом газа. Запыленный газ поступает в распределительную камеру и далее в кольцевые зазоры между корпусами циклонов и выхлопными трубками. В зазорах устанавливаются направляющие аппараты в виде винтовой спирали или лопаток, закручивающих поток. Выпадающая в циклоне пыль собирается в общий бункер, а очищенный газ удаляется через общий патрубок.

Целесообразность перехода к циклонам малого диаметра становится ясной из анализа формулы центробежной силы F , действующей на частицу массой G_q , при криволинейном движении ее в циклоне

$$F = G_q \frac{2\omega^2}{D}. \quad (18.19)$$

Центробежная сила тем больше, чем меньше диаметр циклона D . Батарейные циклоны, обеспечивающие коэффициент очистки 80—90%, применяются для котлов небольшой мощности. Умеренные раз-

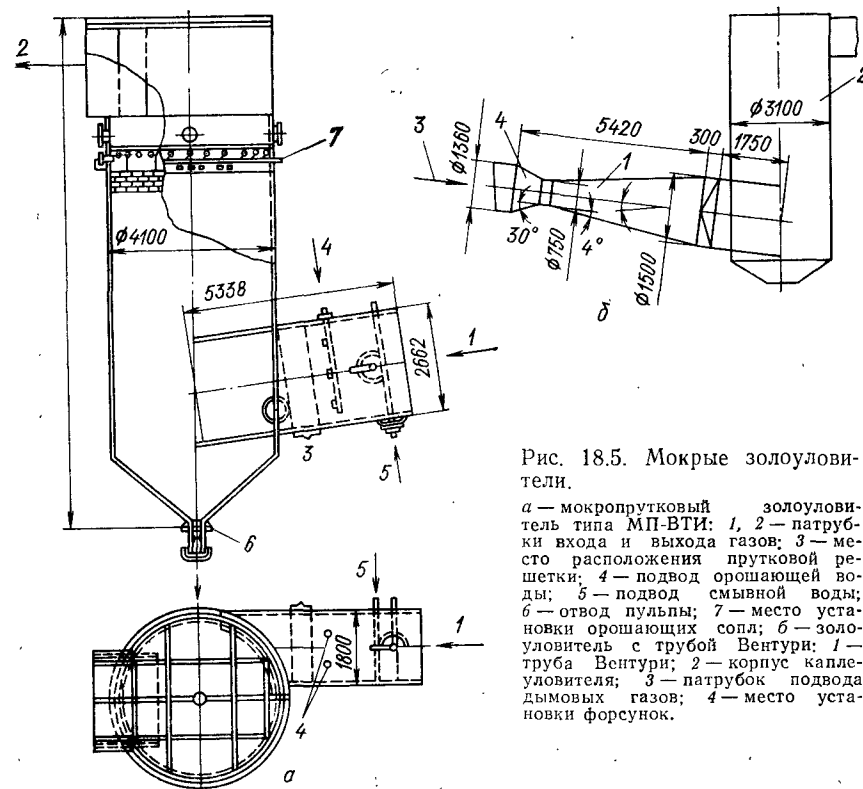


Рис. 18.5. Мокрые золоуловители.

а — мокрорутковый золоуловитель типа МП-ВТИ: 1, 2 — патрубки входа и выхода газов; 3 — место расположения прутковой решетки; 4 — подвод орошающей воды; 5 — подвод смывной воды; 6 — отвод пульпы; 7 — место установки орошающих сопел; 8 — золоуловитель с трубой Вентури; 1 — труба Вентури; 2 — корпус каплеуловителя; 3 — патрубок подвода дымовых газов; 4 — место установки форсунок.

меры золоуловителей позволяют устанавливать их непосредственно в газоходах. Из недостатков батарейных циклонов следует отметить небольшую по современным требованиям степень очистки газов, большое гидравлическое сопротивление (600—700 Па) и частое забивание проходных сечений отложениями золовых частиц.

Мокрорутковые золоуловители состоят из цилиндрического корпуса диаметром 2—4 м и высотой 8—15 м и входного патрубка, в котором устанавливается горизонтальная решетка из нескольких рядов шахматно расположенных прутков (рис. 18.5, а). В верхней части корпуса имеется оросительная система в виде кольцевого коллектора

с отверстиями. Вода смачивает стенки корпуса и разбрызгивается в его объеме. Водой орошается также прутковая решетка.

Дымовые газы, проходя через прутковую решетку, многократно меняют направление. Содержащиеся в них частицы, соприкасаясь с каплями и пленками стекающей воды, смачиваются и вместе с водой стекают в нижнюю часть патрубка, а затем в корпус золоуловителя. Неуловленные частицы поступают с дымовыми газами в корпус. Действием центробежной силы они отбрасываются на стенку, орошаемую водой, смачиваются и вместе с пленкой воды стекают вниз. Взвешенные частицы увлажняются разбрызгиваемой водой и также выпадают в нижней части корпуса. Основная часть золы улавливается на прутковой решетке; на долю корпуса (скруббера) приходится 20—30%. При расчете золоуловителя скорость газов на входе в корпус принимается равной 24 м/с, а в самом корпусе не более 5—6 м/с. При более высокой скорости может возникнуть срыв водяной пленки и ухудшение улавливания частиц.

Мокропруговые золоуловители обеспечивают коэффициент очистки до 97%, однако они имеют довольно большое гидравлическое сопротивление (750—850 Па). Расход воды на орошение (м³/ч) подсчитывается по формуле

$$G = 3,8 F_{\pi} + 0,5 \pi L \quad (18.20)$$

где F_{π} — поперечное сечение входного патрубка, м²; D — внутренний диаметр корпуса, м.

При эксплуатации мокропруговых золоуловителей требуется довольно частая смена прутков вследствие истирания их золой. Кроме того, при сжигании топлив, в золе которых много (более 15%) CaO и MgO, на прутках образуются отложения этих соединений, увеличивающие и без того большое сопротивление золоуловителей.

Мокрые золоуловители с трубой Вентури отличаются от описанных выше тем, что входной патрубок у них выполнен в виде горловины с пережимом — трубы Вентури (рис. 18.5, б). В узком месте трубы, где скорость газов достигает 70—80 м/с, распыливается форсунками вода. Вследствие большой разности скоростей газа и капелек воды достигается интенсивное смачивание частиц и улавливание их на поверхности капель.

Применение трубы Вентури увеличивает сопротивление золоуловителя до 1500 Па, однако коэффициент очистки возрастает до 98—98,5%. Расход воды, подаваемой в горловину трубы, принимается равным 0,15—0,2 м³ на 1000 м³ газа. Для золоуловителя с трубой Вентури отпадает необходимость в частой смене прутков и очистке их от отложений.

Общим недостатком мокрых золоуловителей является большое гидравлическое сопротивление, обуславливающее повышенные расходы энергии на тягу. Нежелательные последствия имеет и тот факт, что в воде, подаваемой на орошение, растворяется значительная часть окислов CO₂, SO₂, SO₃, NO₂. Образующиеся при этом кислоты вызывают интенсивную коррозию металла золоуловителей и загрязняют водоемы, куда сбрасывается отработавшая вода. Для увеличения срока службы

внутренняя поверхность золоуловителя покрывается метлахской плиткой на кислотостойкой замазке.

Мокрые золоуловители применяются на котлах малой и средней мощности. На каждый котел устанавливаются 2—4 корпуса. Для мощных котлов они не применяются в основном из-за того, что требуемое число корпусов будет чрезмерно большим.

Электрофилтры состоят из металлического корпуса прямоугольного сечения, внутри которого на изоляторах крепятся осадительные и коронирующие электроды (рис. 18.6). Улавливание пыли здесь осуществляется действием электростатических сил.

Дымовые газы пропускаются через электростатическое поле, создаваемое электродами, на которые подается напряжение 50—65 кВ. На осадительные электроды подается положительный заряд, а на коронирующие — отрицательный. Вокруг коронирующих электродов создается коронный разряд, служащий источником отрицательных ионов. Под действием поля ионы движутся к положительным электродам, создавая попутно заряды на частицах золы. Заряженные частицы так же, как и ионы, устремляются к положительным электродам, прилипают к ним и удерживаются силами электростатического взаимодействия.

Накопившаяся на электродах пыль периодически сбрасывается вниз при снятии напряжения и действии вибраторов, устанавливаемых на опорах электродов. В нижней части электрофилтра пыль попадает в сборные бункера, откуда удаляется в систему золоудаления.

Осадительные электроды выполняются в виде пластин различной конфигурации, способствующей лучшему осаждению частиц и их удалению при встряхивании. Между пластинами строго посередине подвешиваются на изоляторах коронирующие электроды из проволоки острого сечения 4 × 4 мм. Электрофилтры выполняются как с вертикальным, так и с горизонтальным ходом газов. На мощных блоках ТЭС применяются только горизонтальные электрофилтры, состоящие из нескольких последовательно соединенных камер, с самостоятельными электрическими полями (многопольные филтры). Неодновременность встряхивания камер исключает проскоки золы, имеющие место в однокамерных аппаратах. Эти электрофилтры имеют большие размеры (длиной до 20 м) и размещаются на открытом воздухе.

Вертикальные электрофилтры устанавливаются на котлах производительностью не более 250 т/ч. Они меньше горизонтальных по габаритным размерам и размещаются в здании котельной рядом с конвективным газоходом котла.

Коэффициент очистки газов в электрофилтре определяется по формуле [43]

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{2L\omega_{\pi}}{R\omega_r}\right), \quad (18.21)$$

где L — длина электрофилтра, м; R — расстояние между осадительными электродами, м; ω_r — скорость газов в электрофилтре, м/с; ω_{π} — поперечная составляющая скорости частиц, м/с.

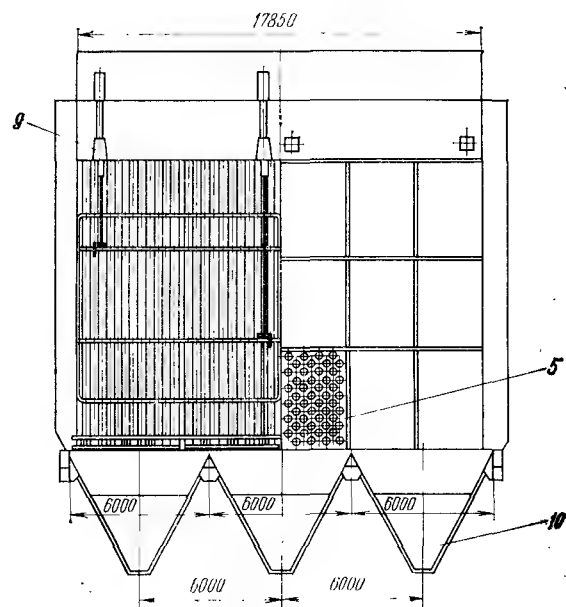
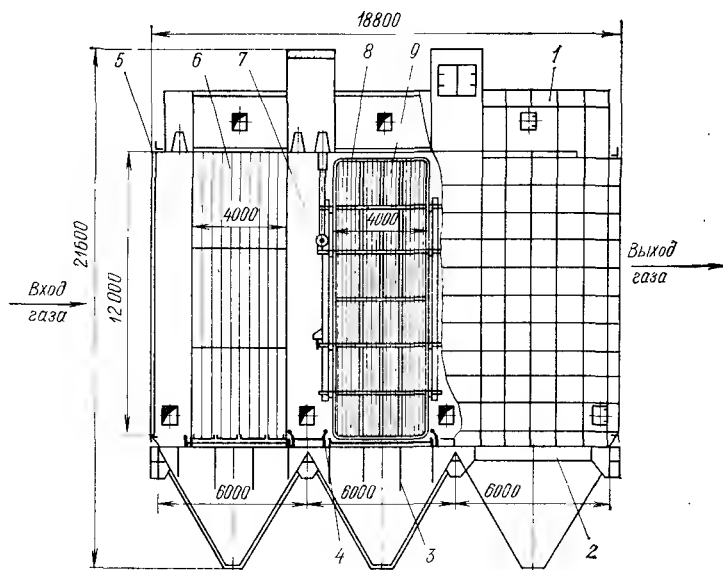


Рис. 18.6. Трехпольный электрофильтр типа УГ2-3-177.

1 — корпус; 2 — опорный пояс; 3 — уплотнительный лист для предотвращения перетока газов; 4 — встряхивающее устройство осадительных электродов; 5 — газораспределительная решетка; 6 — осадительные электроды; 7 — встряхивающее устройство коронирующих электродов; 8 — рама подвеса коронирующих электродов; 9 — коронирующие электроды; 10 — бункер.

Из формулы следует, что коэффициент очистки возрастает с увеличением длины электрофильтра и уменьшением скорости газов. Учитывая это, скорость газов принимается небольшой (в пределах 1,5—1,8 м/с), а длина по ходу газов выбирается такой, чтобы время пребывания частиц в электрическом поле было 6—8 с.

Существенное влияние на улавливание частиц оказывает равномерность распределения потока газов по сечению электрофильтра. Для выравнивания потока на входе газов устанавливаются перфорированные листы или направляющие лопатки.

Важнейшими достоинствами электрофильтров являются высокий коэффициент очистки, достигающий 99—99,5%, и небольшое гидравлическое сопротивление, не превышающее обычно 100 Па.

Комбинированные золоуловители представляют собой установку, состоящую из инерционного аппарата (циклона, батарейного циклона) и электрофильтра. Инерционные золоуловители улавливают преимущественно крупные фракции, а электрофильтры — мелкие. Последовательный пропуск газов сначала через один, а затем через второй аппарат повышает коэффициент очистки. Такие комбинированные золоуловители выпускаются промышленностью и применяются на небольших котлах.

18.4. ОСОБЕННОСТИ ГАЗООЧИСТКИ НА АЭС

Эксплуатация АЭС всегда сопровождается образованием радиоактивных газов и аэрозолей, выброс которых в атмосферу производится только после определенной выдержки, очистки и разбавления воздухом до безопасных концентраций.

Радиоактивные газы образуются при делении ядер урана, действии нейтронов на воздух, вентилирующий шахту реактора, парообразованием в местах протечек теплоносителя. Аэрозоли возникают при смешении радиоактивной пыли с воздухом, например при ремонтных работах в реакторном помещении, дезактивации оборудования, разделке твэлов в горячей камере и т. д.

Для улавливания аэрозолей применяются тканевые фильтры из специальной тонковолокнистой ткани типа ФПП (ткань Петрянова), снижающие содержание аэрозолей в воздухе в 100—1000 раз. Фильтры устанавливаются в вентиляционных вытяжных системах. Применяются они и в качестве индивидуального средства защиты (фильтры-лепестки).

Для улавливания легколетучих радиоактивных веществ применяются фильтры с активированным углем. Вещества накапливаются в компенсаторах объема, корпусе и шахте реактора, бассейне выдержки твэлов и другом оборудовании. Удаляемые в вентиляционные системы газы «сдувки» пропускаются через фильтры и выбрасываются через вентиляционную трубу в атмосферу. При повышенной радиоактивности газов после фильтров они перед выбросом закачиваются компрессорами в емкости выдержки (газгольдеры) и выдерживаются несколько суток для снижения активности. Затем газы разбавляются воздухом и выбрасываются в вентиляционную трубу. Время выдержки и разбавления рассчитывают таким образом, чтобы среднегодовая концентра-

ция активности атмосферы в районе АЭС не превышала ПДК отдельных изотопов.

Выбросы радиоактивного воздуха на АЭС производятся периодически. Активность разового выброса ($K_{\text{и}}$) определяется по формуле

$$A_{\text{и}} = A_{\text{в}} V_{\text{и}} T \cdot 1000, \quad (18.22)$$

где $A_{\text{в}}$ — удельная активность выбрасываемого воздуха, Ки/л ; $V_{\text{и}}$ — расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$; T — продолжительность выброса, ч.

Среднегодовая концентрация активности выбрасываемого воздуха (Ки/л) равна

$$M = \Sigma A_{\text{и}} / \Sigma V_{\text{и}}, \quad (18.23a)$$

где $\Sigma A_{\text{и}}$ — суммарная активность воздуха, выброшенного за год в атмосферу, Ки ; $\Sigma V_{\text{и}}$ — количество воздуха, выброшенного в течение года, м^3 .

18.5. СИСТЕМЫ ЗОЛОШЛАКОУДАЛЕНИЯ ТЭС

Золошлакоудаление на ТЭС — это технологически связанная система устройств и механизмов, служащих для удаления золы из золоуловителей и шлака из холодных воронок котлов за пределы ТЭС на золоотвал. По технологии удаления системы подразделяют на механическую, пневматическую и гидравлическую.

При *механическом* способе удаления зола и шлак высыпается в каналы зольного помещения, а затем шнеками или скреперными установками перемещаются в наружные бункера и далее на золоотвал автомобильным или железнодорожным транспортом. Этот способ применяется в промышленных котельных и на небольших ТЭС.

При *пневматическом* способе зола и шлак удаляются с помощью воздуха. Система может быть или напорной, или вакуумной. Чаще применяется вакуумная система, позволяющая избежать пыления через неплотности различных устройств.

При вакуумной системе (рис. 18.7) очаговые остатки из котлов и золоуловителей поступают в насадки, через которые проходит поток воздуха, засасываемого паровым эжектором или вакуум-насосом из атмосферы. Шлак перед поступлением в насадку измельчается в дробилках. Под действием разрежения воздушно-зольная смесь направляется в двухступенчатую обеспыливающую установку, сооружаемую за пределами котельной. Очищенный в установке воздух сбрасывается в дымовую трубу, а зола и шлак остаются в сборном бункере и удаляются за пределы ТЭС автомобильным, железнодорожным или гидравлическим транспортом.

При давлении пара 1—1,3 МПа расход его на эжекторы составляет 120—180 кг/т очаговых остатков.

Наиболее распространена на современных ТЭС *гидравлическая система*, имеющая следующие достоинства: высокая производительность и возможность применения для котлов любой мощности и при любой зольности топлива; полная механизация удаления очаговых остатков и возможность транспортировки их на золоотвал за несколько

километров от ТЭС; обеспечение лучших по сравнению с другими системами санитарных условий для персонала.

Гидравлический способ удаления очаговых остатков выполняется по двум системам: совместной, когда шлак и зола транспортируются одним и тем же оборудованием, и раздельной, когда для транспортировки золы и шлака используется разное оборудование. Чаще применяется совместная система, требующая меньшего оборудования. Раздельная система выгодна в том случае, когда очаговые остатки используют как строительный материал в качестве отдельных компонентов.

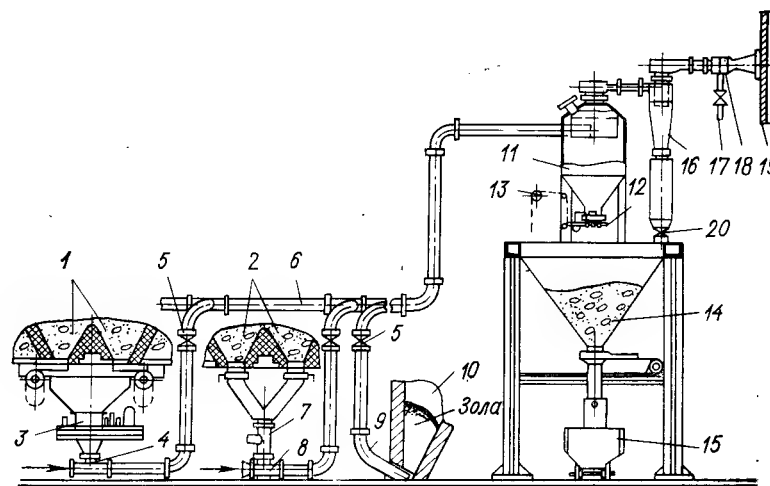


Рис. 18.7. Схема вакуумного золошлакоудаления.

1, 2 — шлаковый и зольный бункера; 3 — дробилка; 4 — насадка; 5 — пробковый кран; 6 — золопровод; 7 — выпуск золы; 8 — насадка; 9 — заборный патрубок; 10 — золоотвал; 11 — циклон первой ступени очистки; 12 — клапан циклона; 13 — управление клапаном; 14 — бункер золы; 15 — вагон; 16 — пылеуловитель второй ступени; 17 — дренаж; 18 — эжектор; 19 — дымовая труба; 20 — пробковый кран.

Технологическая последовательность гидротранспортировки очаговых остатков состоит из трех основных операций: 1) удаление шлака из шлаковых бункеров и золы из бункеров золоуловителей в каналы; 2) перемещение образующейся пульпы от бункеров к насосной станции; 3) перекачка пульпы на золоотвал. Эти операции выполняются комплексом оборудования, состоящим из смывных устройств, каналов для транспортировки гидропульпы, насосов и пульпопроводов.

Шлакосмывные устройства служат для удаления шлака из шлаковых бункеров котлов в каналы гидротранспортировки. Применяется несколько конструкций этих устройств в зависимости от мощности котлов, зольности топлива и способа удаления шлака из топки. На рис. 18.8, а, б изображены шлакосмывные шахты, применяемые на котлах производительностью не выше 250 т/ч при твердом и жидком шлакоудалении из топки. Шлак смывается по мере накопления струей воды из поворотного сопла диаметром 16 мм. При смыве через открытый

затвор в топку проникает воздух, нарушающий режим горения. Этот недостаток сказывается тем сильнее, чем чаще повторяются операции смыва, т. е. чем больше зольность топлива.

Шлакосмывное устройство в виде ванны с транспортером (рис. 18.8, в) исключает поступление воздуха в топку. Устройство состоит из ванны с водой объемом 6—8 м³, скребкового транспортера и дробилки. Образующийся в топке шлак через шахту поступает в ванну,

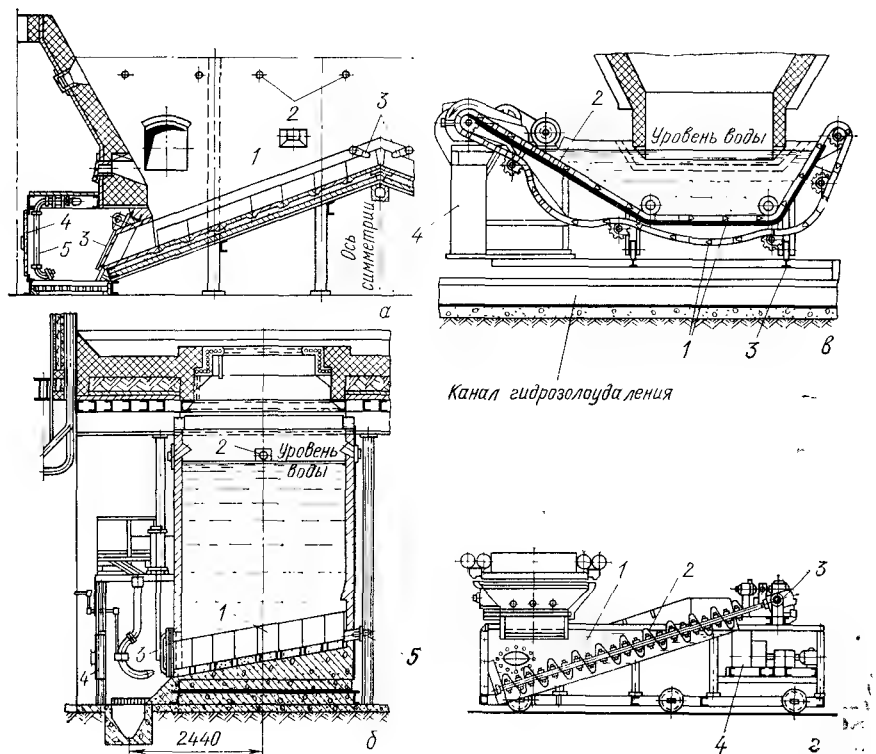


Рис. 18.8. Шлакоудаляющие устройства.

а — шлакосмывная шахта для твердого шлакоудаления: 1 — под шахты; 2 — оросительные сопла; 3 — затвор; 4 — дверца; 5 — смывное сопло; 6 — шлакосмывная шахта для жидкого шлакоудаления: 1 — облицовка шахты; 2 — подвод воды; 3 — поворотное сопло; 4 — дверца; 5 — смывные сопла; в — ванна с транспортером для непрерывного удаления шлака: 1 — транспортер; 2 — ванна; 3 — рельсовый путь; 4 — шлакодробилка; г — ванна со шнеком: 1 — ванна; 2 — шнек; 3 — редуктор привода шнека; 4 — электропривод.

охлаждается и транспортером подается в дробилку, из которой сбрасывается в канал. Уровень воды в ванне поддерживается выше конца шлаковой шахты, благодаря чему создается гидрозатвор, препятствующий проникновению воздуха в топку. Транспортер имеет скорость 0,07—0,08 м/с и обеспечивает производительность по шлаку 4—5 т/ч.

Достоинствами ванны с транспортером являются отсутствие присосов воздуха в топку, непрерывность процесса удаления шлака и высокая производительность устройства, позволяющая применять его на

мощных котлах при сжигании самых высокозольных топлив. Из недостатков следует отметить довольно быстрый износ деталей транспортера.

Разновидностью описанного выше устройства является ванна со шнеком (рис. 18.8, г). Транспортер здесь заменен более простым и надежным устройством — шнеком, который одновременно выполняет и роль дробилки шлака. В одной ванне устанавливаются 1—3 шнека в зависимости от выхода шлака. Производительность одного шнека составляет около 2 т/ч шлака.

В последние годы получил распространение роторный шлакоудаляющий механизм системы ТКЗ (Таганрогского котельного завода). Механизм выполняется в виде диска с лопастями, устанавливаемого под углом 45° в водяной ванне. При вращении ротора куски шлака измельчаются до размера 50—60 мм и лопастями выносятся из ванны в канал. Этот механизм более надежен, чем шнековый.

Удельные расходы воды и электроэнергии для разных типов шлакосмывных устройств приводятся в табл. 18.2.

Таблица 18.2. Техничко-экономические показатели шлакосмывных устройств

Тип устройства	Удельный расход	
	воды, м ³ /т	электроэнергии, кВт·ч/т
Устройства периодического действия	3,0—5,0	3,0—5,0
Ванна с транспортером	3,0—12,0	0,8—2,4
Ванна со шнеком	4,0—6,0	1,5—2,0
Роторный механизм	4,0—5,0	1,0—1,5

Золосмывные устройства служат для удаления золы из бункеров золоуловителей в каналы гидротранспорта. Конструкция устройств должна исключать присосы воздуха в золоуловитель, обеспечивать интенсивное смачивание золы и непрерывное удаление образующейся пульпы.

Для всех типов золоуловителей применяются золосмывные устройства с открытым переливом (рис. 18.9), состоящие из корпуса, сливного патрубка и смывного сопла. Поступающая из бункера зола смачивается струей воды и в виде пульпы переливается в канал. Имеющийся в корпусе гидрозатвор препятствует проникновению воздуха в золоуловитель. Расход воды на смыв золы из-под батарейных циклов составляет 2,5—4,0 м³/т, из мокрых золоуловителей — 2,5—3 м³/т; для многопольных электрофильтров расход повышается до 10 м³/т, поскольку каждый многопольный электрофильтр имеет несколько накопительных бункеров.

Гидропульпа из шлако- и золосмывных устройств поступает в каналы, прокладываемые заподлицо с полом зольного помещения. Выполняются каналы из бетона с облицовкой нижней части базальтовыми плитами (рис. 18.10). Для обеспечения движения пульпы дно канала выполняется с уклоном 0,02 в сторону насосной станции, а в местах

поворотов и на прямых участках с интервалом 5—10 м устанавливаются побудительные сопла. Давление воды, подаваемой в сопла, составляет 0,6—1,0 МПа.

Насосные станции сооружаются в приемке глубиной 3—4 м, располагаемом между котлами или рядом с котельной. Здесь устанавливается насосное оборудование в виде аппаратов Москалькова или центробежных насосов, служащих для перекачки пульпы на золоотвал (рис. 18.11).

Эжектирующий аппарат Москалькова состоит из бункера, смесительной камеры, сопла и диффузора. В сопло подается вода под давле-

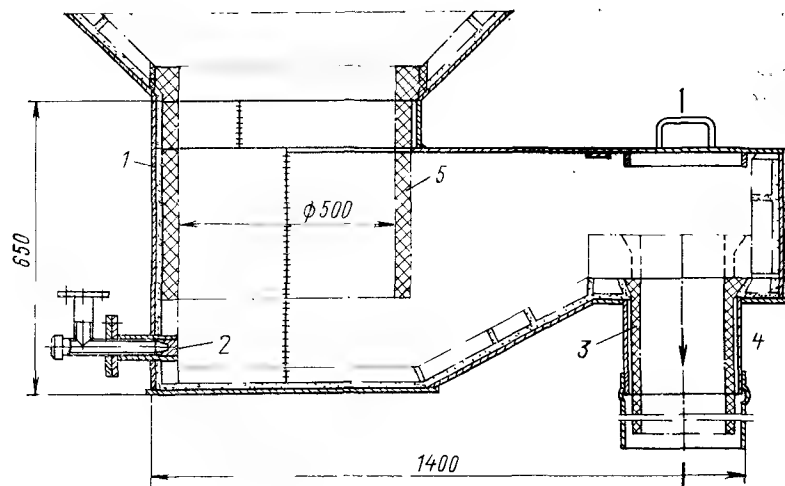


Рис. 18.9. Золосмывное устройство под золоуловителями.

1 — корпус; 2 — побудительное сопло; 3 — сливная труба; 4, 5 — керамические трубы.

нием до 7,0 МПа, струя которой дробит крупные куски шлака и создает напор, обеспечивающий движение пульпы в трубопроводе. Аппарат имеет КПД не выше 12%. Расход воды составляет 0,9—1,4 м³/т пульпы, а затраты энергии 25—30 кВт · ч на 1 т очаговых остатков. Аппарат прост в изготовлении, не имеет вращающихся частей, быстро изнашивающийся диффузор выполняется из отбеленного чугуна и при необходимости легко заменяется.

Центробежные насосы (багерные и шламовые) имеют одноступенчатую конструкцию. Для повышения срока службы рабочие колеса выполняются из марганцовистой стали, а корпус внутри выкладывается плитами из отбеленного чугуна. Интенсивный износ деталей насосов (срок службы колес не более 700 ч) вызывает необходимость проведения частых ремонтов. Исходя из этого число насосов принимается не менее 3, причем каждый из них выбирается на полный расход пульпы. Багерные насосы используются для перекачки золошлаковой пульпы, шламовые — для золы и шлака. Последние устанавливаются только при раздельной схеме удаления золы и шлака.

Применение центробежных насосов дает существенную экономию по сравнению с аппаратами Москалькова. Насосы имеют КПД 30—40%, затраты энергии составляют 6—8 кВт · ч/т очаговых остатков, что в 3—4 раза меньше, чем для эжектирующих аппаратов. В связи с этим на современных ТЭС для перекачки пульпы применяются в основном центробежные насосы.

Компоновка насосной станции с багерными насосами показана на рис. 18.11, б. Золошлаковая пульпа поступает на насосную станцию по каналу, в конце которого сооружается приямок, служащий уловителем металлических предметов. В дробилку пульпа подается по лотку, выполненному в виде решетки с ячейками 20—25 мм. Мелкие куски шлака проваливаются через ячейки и поступают к насосам помимо дробилки. На пульпопроводах к насосам устанавливается запорная арматура в виде клапанов, с помощью которых пульпа может подаваться к любому из установленных насосов.

Пульпопроводы от насосной станции до золоотвала выполняются из стальных труб диаметром 300—400 мм и толщиной стенки 8 мм. Прокладываются трубы на бетонных опорах с уклоном 0,05 в сторону движения пульпы. Количество пульпопроводов должно быть не менее двух.

При эксплуатации пульпопроводов наблюдается интенсивный износ нижней части периметра труб и образование на стенках отложений кальциевых и магниевых соединений. Для удлинения срока службы труб их периодически поворачивают на 90—120°. Отложения удаляют посредством обстукивания труб кувалдами или обработкой химическими методами.

Золоотвалы — это специально выделенные участки местности, предназначенные для складирования удаляемых очаговых остатков. Под золоотвалы выделяются площадки, расположенные за пределами ограды ТЭС и непригодные для сельскохозяйственного использования; пригодными территориями являются низинные и заболоченные участки, овраги. Вблизи золоотвалов не должно быть населенных пунктов и охранных зон источников водоснабжения.

При эксплуатации золоотвала площадь его разбивается на участки, которые заполняются последовательно. На полностью заполненный участок завозится почва и высеваются травы с целью предотвращения пыления и загрязнения атмосферы. Сбрасываемая на участок пульпа разливается по площади участка и отстаивается. Частицы очаговых остатков оседают на площадке, а осветленная вода собирается в специально сооружаемые канавы и колодцы. Вода эта содержит большое количество растворенных примесей, и сбрасывать ее в водоемы общего назначения категорически запрещается.

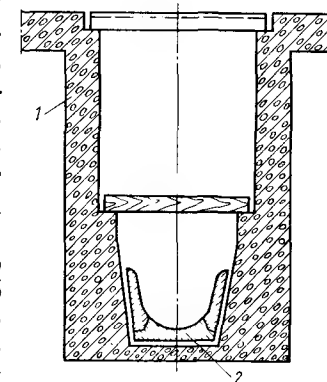


Рис. 18.10. Конструкция канала для транспорта гидрпульпы.

1 — железобетонная часть; 2 — базальтовая облицовка.

Для утилизации осветленной воды схемы гидрозолоудаления выполняются замкнутыми. В таких схемах вода с золоотвала подается насосами в главное здание и используется в системе гидрозолоудаления повторно. Потери ее из-за испарения и фильтрации компенсируются добавкой чистой воды, забираемой из линии после конденсаторов турбин.

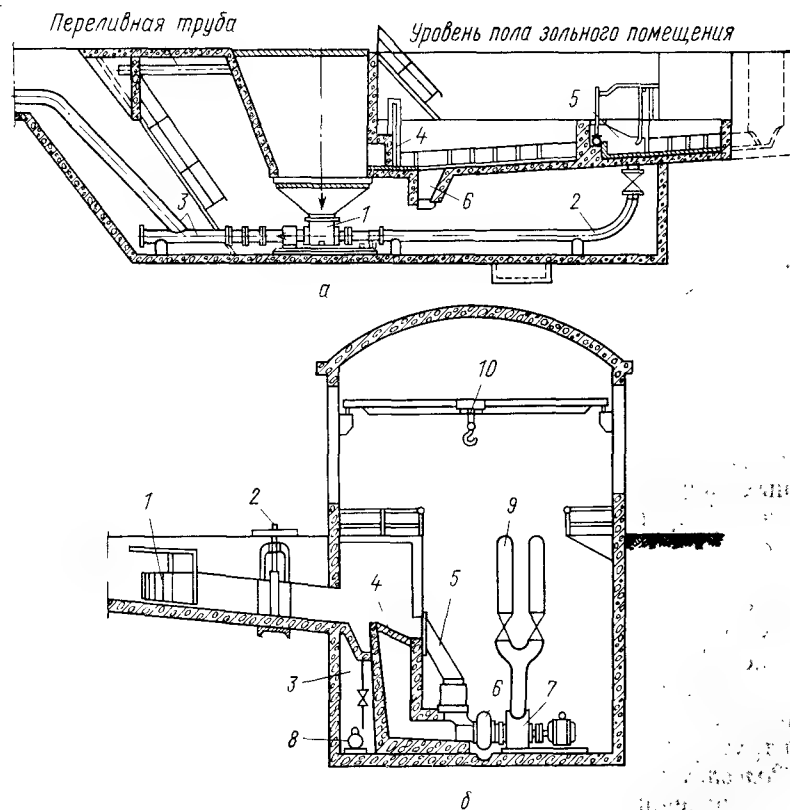


Рис. 18.11. Насосные станции перекачки золошлаковой пульпы.

a — с эжектирующими аппаратами Москалькова: 1 — гидроаппарат; 2 — подвод эжектирующей воды; 3 — золопровод; 4 — шандоры; 5 — переключательный шибер; 6 — металлоуловитель; 6 — с багерными насосами: 1 — шибер; 2 — шандоры; 3 — металлоуловитель; 4 — решетка; 5 — второй металлоуловитель; 6 — дробилка; 7 — багерный насос; 8 — дренажный насос; 9 — золопровод; 10 — мостовой кран.

Золоотвал обваловывается земляными дамбами, препятствующими растеканию пульпы за его пределы.

Расчет системы гидрозолоудаления выполняется на основе данных о количестве очаговых остатков, подлежащих удалению. Часовой расход шлака и золы (кг/ч) определяется по формулам

$$G_{\text{шл}} = \frac{Ba_{\text{шл}}}{100} \left(A^p + q_4 \frac{Q_n^p}{32939} \right); \quad (18.24)$$

$$G_a = \frac{Ba_{\text{ун}}}{100} \left(A^p + q_4 \frac{Q_n^p}{32939} \right) \eta_{\text{зу}}, \quad (18.25)$$

где B — расход топлива на ТЭС, кг/ч; $a_{\text{шл}} = 0,1 \div 0,4$ — доля золы, удаляемой со шлаком; $a_{\text{ун}} = 0,6 \div 0,95$ — доля золы, уносимой дымовыми газами; q_4 — потери тепла от механической неполноты горения, %; $\eta_{\text{зу}}$ — КПД золоуловителя, %; A^p — зольность топлива, %; Q_n^p — низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Расход пульпы (м³/ч), подлежащей перекачке насосами, складывается из расхода воды и объемного расхода очаговых остатков

$$V_{\text{и}} = V_{\text{в}} + G_{\text{шл}}/\rho_{\text{шл}} + G_a/\rho_a, \quad (18.26)$$

где $V_{\text{в}}$ — суммарный расход воды на удаление золы и шлака, кг · м³/ч (расход воды, потребляемой отдельными элементами системы, см. §§ 18.3, 18.4); $\rho_a = 2 \div 2,8$ — плотность золы, кг/м³; $\rho_{\text{шл}} = 2,2 \div 2,6$ — плотность шлака, кг/м³.

До последнего времени гидравлическая система золошлакоудаления считалась лучшей. Это мнение подкреплялось тем, что подавляющее большинство ТЭС строилось вблизи мощных источников воды, а зола и шлак не находили потребителей. В последние годы положение изменилось. Мощные ТЭС сооружаются в маловодных районах, а зола и шлак все в больших масштабах используются в строительстве: зола в качестве добавки к цементу, а шлак как заполнитель, утеплитель и т. д., причем потребители очаговых остатков требуют их не только в виде разных компонентов, но и обязательно в сухом виде. Этим условиям лучше удовлетворяет пневматическая система. Несколько мощных ТЭС, строящихся в Казахстане и Западной Сибири, оборудуется именно такими системами.

Глава 19

ОТЛОЖЕНИЯ НА ВНУТРЕННИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ И МЕТОДЫ ИХ УДАЛЕНИЯ

19.1. МЕХАНИЗМ ОБРАЗОВАНИЯ ОТЛОЖЕНИЙ

Нормирование содержания примесей в теплоносителе и рабочем теле электростанции позволяет в большинстве случаев избежать образования отложений природных примесей воды и уменьшить отложения продуктов коррозии на ТЭС и АЭС. Однако, как показывает опыт эксплуатации, предотвратить отложения продуктов коррозии практически по всему тракту электростанции таким путем не удастся.

Продукты коррозии находятся в воде, используемой на электростанции, в растворенном (размер частиц < 0,001 мкм), коллоидном (0,001—0,1 мкм) и взвешенном (> 0,1 мкм) состояниях. Растворимость продуктов коррозии основных конструкционных материалов ТЭС и АЭС приведена в табл. 19.1.

Таблица 19.1. Растворимость продуктов коррозии в кипящей воде

Элемент	Оксидная форма в воде	Давление, МПа	Растворимость, мкг/кг		
			pH = 4 ÷ 5	pH = 6 ÷ 7	pH = 8
Fe	Fe ₃ O ₄	7,0	1000	20	10
Cu	Cu(OH) ₂	7,0	70	—	10
Ni	Ni(OH) ₂	7,0	300	70	4,7
Co	Co(OH) ₂	7,0	—	—	9,2

В реальных условиях эксплуатации продукты коррозии в воде обнаруживаются во всех трех формах, между которыми устанавливается динамическое равновесие. С увеличением общей концентрации возрастает доля взвешенных продуктов коррозии. Взвешенные частицы образуются в результате конгломерации коллоидных частиц в растворе и эрозионного воздействия потока воды на поверхность окисной пленки. Преобладающими по данным многих анализов являются частицы размером 0,5—5,0 мкм.

Образование отложений на внутренней поверхности тепломеханического оборудования зависит от размеров и распределения частиц по размерам, от формы, химического состава частиц, состояния поверхности, химических и физических свойств жидкости, скорости, условий теплообмена и других факторов.

Процесс образования отложений можно разбить на два этапа: транспортировку частицы к поверхности и закрепление частицы на поверхности.

Доставка частицы к поверхности осуществляется протекающей средой, и интенсивность этого процесса тесно связана с гидродинамикой потока. В реальных условиях теплоэнергетического оборудования имеют место турбулентные потоки. Как известно, в структуре турбулентного потока различают три зоны: ядро, переходную зону и ламинарный пограничный слой.

Ламинарный слой непосредственно примыкает к ограничивающей поверхности и турбулентность в нем отсутствует. Скорость в этом слое на небольшой толщине (обычно несколько микрон) изменяется от значительных величин на границе с переходным слоем до нуля у стенки. Частицы могут достигнуть стенки, если при выходе из переходного слоя их кинетическая энергия достаточна для преодоления сопротивления ламинарного слоя.

На необогреваемых участках и на обогреваемых, работающих в режиме без кипения, интенсивного образования отложений не наблюдается.

Образование паровых пузырьков при кипении нарушает ламинарный слой и значительно интенсифицирует массоперенос из ядра потока к стенке, что резко увеличивает скорость роста отложений. Повышенная скорость образования отложений при росте паросодержания наблюдается вплоть до области кризиса теплообмена. В закризисной области интенсивность образования отложений меньше, что, вероятно, указывает на уменьшение массообмена ядра потока и пристенного

слоя. Таким образом, можно сделать качественный вывод, что все изменения в гидродинамике потока, которые облегчают транспорт частицы к поверхности, будут способствовать увеличению скорости образования отложений. Например, рост удельного теплового потока q , увеличивая тепло- и массообмен при кипении, пропорционально интенсифицирует образование отложений.

Увеличение шероховатости поверхности нарушает ламинарный слой, но облегчает транспортировку частицы и способствует росту отложений.

Для расчета количества отложений при кипении можно использовать простые балансные соотношения [61]. В режиме поверхностного кипения процесс можно описать системой следующих дифференциальных уравнений (рис. 19.1).

Уравнение материального баланса

$$dI_B = dI'_B + dI_{II}, \quad (19.1)$$

где dI_B — элементарная масса воды, подходящая к центру парообразования в единицу времени, кг/с; dI_{II} — элементарная масса пара, генерированного на поверхности в единицу времени из массы воды dI_B , кг/с; dI'_B — элементарная масса перегретой воды, которая увлекается паровым пузырем при его отрыве и выводится из пристенной области в единицу времени, кг/с.

Уравнение теплового баланса в пристенной области

$$dI_B i_{б.п.к} + q_l dl = dI'_B (i_{б.п.к} + \Delta i) + dI_{II} i'', \quad (19.2)$$

где q_l — удельный тепловой поток, нормированный по длине канала, кВт/м; dl — элементарная длина обогреваемого канала, м; $i_{б.п.к}$, i'' — соответственно энтальпия балансная потока и пара, кДж/кг; Δi — прирост энтальпии воды в пристенной области, кДж/кг.

Уравнение теплового баланса в потоке (без учета потерь)

$$q_l dl = G di_b, \quad (19.3)$$

где G — массовый расход по обогреваемому каналу, кг/с; di_b — элементарный прирост балансной энтальпии потока, кДж/кг. Для участка поверхностного кипения соответственно будет

$$i_{б.п.к} = \frac{q_l l_{п.к}}{G} + i_{б.н.п.к}, \quad (19.4)$$

где $i_{б.н.п.к}$ — балансная энтальпия в сечении начала поверхностного кипения, кДж/кг.

Известно, что процессы массообмена и теплообмена взаимосвязаны. Для характеристики массообмена используется кратность циркуляции $k_{ц}$, которая представляет собой относительную расходную ха-

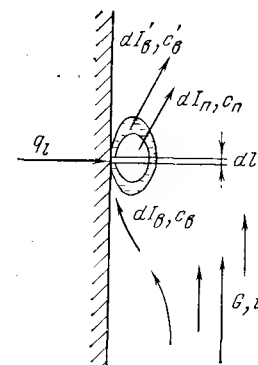


Рис. 19.1. Схема модели процесса концентрирования примесей при кипении.

рактеристику потоков жидкости в пристенный слой и пара из него. В принятых здесь обозначениях $k_{\pi} = dI_{\pi}/dl$, тогда уравнение (19.1) можно записать в ином виде. Если

$$dI_{\pi} = k_{\pi} dI_{\pi}, \quad (19.5)$$

то

$$dI'_{\pi} = dI_{\pi} (k_{\pi} - 1), \quad (19.6)$$

где k_{π} — функция, зависящая от x или l .

Подставив соотношения (19.5) и (19.6) в уравнение (19.2), можно свести его к функции одного аргумента, например dI_{π} :

$$dI_{\pi} k_{\pi} i_{\text{б.п.к}} + q_l dl = dI_{\pi} (k_{\pi} - 1) (i_{\text{б.п.к}} + \Delta i) + dI_{\pi} i''.$$

Проводя алгебраические преобразования и пренебрегая произведением малых величин, получаем уравнение

$$q_l dl = dI_{\pi} (i'' - i_{\text{б.п.к}}). \quad (19.7)$$

Массоперенос из объема потока к стенке в режиме поверхностного кипения будет определяться генерацией пара на стенке, которая, в свою очередь, определяет, как видно из (19.5) и (19.6), транспорт примесей и к стенке и от нее, а следовательно, и образование отложений. Повидимому, скорость образования отложений на теплопередающей поверхности при поверхностном кипении можно определить, если известна функция изменения количества генерируемого пара по длине канала dI_{π}/dl . Из (19.4) и (19.7) легко получить

$$\frac{dI_{\pi}}{dl} = \frac{q_l}{i'' - i_{\text{б.п.к}} - q_l l / G}. \quad (19.8)$$

Посредством аналогичных операций получим производную количества генерируемого пара по длине канала, которая определяет транспорт примесей к стенке и от нее при объемном кипении

$$\frac{dI_{\pi}}{dl} = \frac{q_l}{i'' - i_s} = \frac{q_l}{r}, \quad (19.9)$$

где r — внутренняя теплота парообразования, кДж/кг.

Скорость образования отложений на длине канала dl в общем виде можно выразить уравнением материального баланса примесей:

$$A_l = \frac{dI_{\pi}}{dl} c_{\pi} - \frac{dI'_{\pi}}{dl} c'_{\pi} - \frac{dI_{\pi}}{dl} c_{\pi}, \quad (19.10)$$

где c_{π} , c'_{π} , c_{π} — содержание рассматриваемой примеси соответственно в воде, подходящей к стенке, отходящей от нее и в паре, г/кг.

Учитывая (19.5) и (19.6), уравнение (19.10) можно записать иначе:

$$A_l = k_{\pi} \frac{dI_{\pi}}{dl} c_{\pi} - (k_{\pi} - 1) \frac{dI_{\pi}}{dl} c'_{\pi} - \frac{dI_{\pi}}{dl} c_{\pi} = B [k_{\pi} c_{\pi} - (k_{\pi} - 1) c'_{\pi} - c_{\pi}]. \quad (19.11)$$

Подставляя соответствующие значения $B = dI_{\pi}/dl$ из (19.8) для поверхностного кипения $B_{\text{п.к}} = \frac{q_l}{i'' - i_{\text{б.п.к}} - q_l l / G}$ и для объемного кипения из (19.9) $B_{\text{о.к}} = q_l / r$, получаем выражения для определения скорости образования отложений примеси на теплопередающей поверхности при кипении охлаждающей среды.

Многочлен в квадратных скобках выражения (19.11) представляет собой баланс примесей в пристенной области. Первый член $k_{\pi} c_{\pi}$ описывает поступление примесей из охлаждающей среды на парообразующую поверхность, а сумма двух других членов $(k_{\pi} - 1) c'_{\pi} + c_{\pi}$ — отвод примесей от этой поверхности с паром c_{π} и с жидкой фазой $(k_{\pi} - 1) c'_{\pi}$.

Повышение концентрации примесей c_{π} приводит к росту скорости образования отложений согласно (19.11), так как при этом увеличивается транспортный поток примесей к поверхности и соответственно растет вероятность их закрепления на ней и перехода в отложения. Увеличение рН среды уменьшает скорость образования отложений продуктов коррозии, если при этом снижаются значения скорости коррозии, и выхода продуктов коррозии в воду, т. е. уменьшается величина c_{π} . Величина c'_{π} представляет собой сумму по крайней мере двух величин. Она включает в себя часть примесей, доставленных из ядра потока к поверхности, но не закрепившихся на ней, и часть примесей, перешедших с поверхности в охлаждающую среду вследствие разрушения слоя отложений. Величина c_{π} , видимо, весьма слабо влияет на процесс образования отложений (в докритической области), так как практически составляет несколько процентов величины c_{π} .

Закрепление доставленной частицы на поверхности происходит в условиях противодействия сил сцепления и сил отрыва. Силы сцепления (адгезии) обусловлены главным образом силами взаимодействия контактирующих атомов и молекул (силы Ван-дер-Ваальса). Кроме того, могут действовать силы хемосорбции, а также магнитного и электростатического притяжения при соответствующем подборе пар. Повышенная скорость подхода частицы увеличивает силы адгезии.

Этим силам противодействует сила динамического воздействия потока. С уменьшением размера частиц силы сцепления возрастают по сравнению с силами отрыва, поэтому вероятность закрепления частицы, превосходящей размерами толщину ламинарного слоя (> 3 мкм), мала, так как на нее будут воздействовать значительные силы турбулентного потока переходной зоны.

Если $k_{\pi} c_{\pi} > (k_{\pi} - 1) c'_{\pi}$, то на парообразующей поверхности идет накопление (рост) отложений. Скорость образования отложений прямо пропорциональна удельной тепловой нагрузке q_l . При $k_{\pi} \gg 1$, т. е. в области начала поверхностного кипения [58], рост отложений возможен только при $c_{\pi} \geq c'_{\pi}$. При умеренных значениях k_{π} , т. е. в области развитого поверхностного и начала объемного кипения, рост отложений происходит и в случае $c_{\pi} \leq c'_{\pi}$. Соотношение между c_{π} и c'_{π} для процесса роста отложений определяется значением k_{π} . При $k_{\pi} \rightarrow 1$, т. е. в зоне кризисного сечения, влияние c'_{π} на отвод примесей резко уменьшается,

так как $(k_{\text{ц}} - 1) c'_b \rightarrow 0$ и происходит интенсивный рост отложений, определяемый величиной c_b (при $q_l = \text{const}$ и $G = \text{const}$).

Если $k_{\text{ц}} c_b < (k_{\text{ц}} - 1) c'_b$, то происходит смыв отложений. Как известно из практики эксплуатации теплоэнергетических установок, это происходит в переходных режимах работы (при пуске или остановке). Удаление отложений происходит вследствие роста $k_{\text{ц}}$ и увеличения c'_b до значений $c'_b > c_b$.

Удаление отложений может происходить и в номинальном режиме работы установки наряду с процессом их образования (по мере роста слоя отложений величина c'_b может возрастать). Иногда это приводит к стабилизации количества отложений на теплопередающей поверхности. Очевидно, в этом случае $k_{\text{ц}} c_b = (k_{\text{ц}} - 1) c'_b$, соотношение между c_b и c'_b определится выражением

$$k_{\text{ц}} / (k_{\text{ц}} - 1) = c'_b / c_b. \quad (19.12)$$

Если $c_b = c'_b$ (при этом условии, как было показано, происходит рост отложений в широком диапазоне изменения массового паросодержания, по крайней мере от x_0 до $x_{\text{пр}}$), то

$$A_l = B (c_b - c_{\text{п}}). \quad (19.13)$$

Выражение (19.13) дает возможность оценить скорость образования отложений данной примеси, так как все входящие в него величины обычно известны или могут быть определены. Отсюда же видно, что для заданного участка обогреваемого канала ($l = \text{const}$) скорость образования отложений постоянна во времени, что наблюдается в действительности.

Образование отложений приводит к ряду серьезных последствий, усложняющих эксплуатацию электростанций (рис. 19.2).

Отложения на экранных поверхностях котлов ТЭС и оболочках твэлов АЭС в зависимости от их количества и теплопроводности могут вызывать повышение температуры металла и в конечном счете привести к его перегосу. Такие аварии имели место на электростанциях как на органическом, так и на ядерном топливе, например на АЭС «Уинфрит» (Великобритания), «Шиппингпорт» (США) и др.

Образование отложений изменяет гидродинамические характеристики каналов. Это может уменьшить расход охлаждающей жидкости (АЭС «Гарильяно», Италия) и привести к перераспределению расхода по параллельно включенным каналам, что также изменяет первоначальные условия охлаждения поверхности.

Отложения в проточной части турбины могут изменить условия обтекания и снизить КПД турбоустановки. Отложения в проточной части бессальниковых насосов АЭС (например, ГЦН) могут вызвать перераспределение механических нагрузок. Отложения в приводах стержней системы управления и защиты реактора приводят к увеличению коэффициента трения и времени их срабатывания, что недопустимо из соображений безопасности. Отложения в рабочих органах арматуры изменяют ее характеристики и также могут усложнить эксплуатацию.

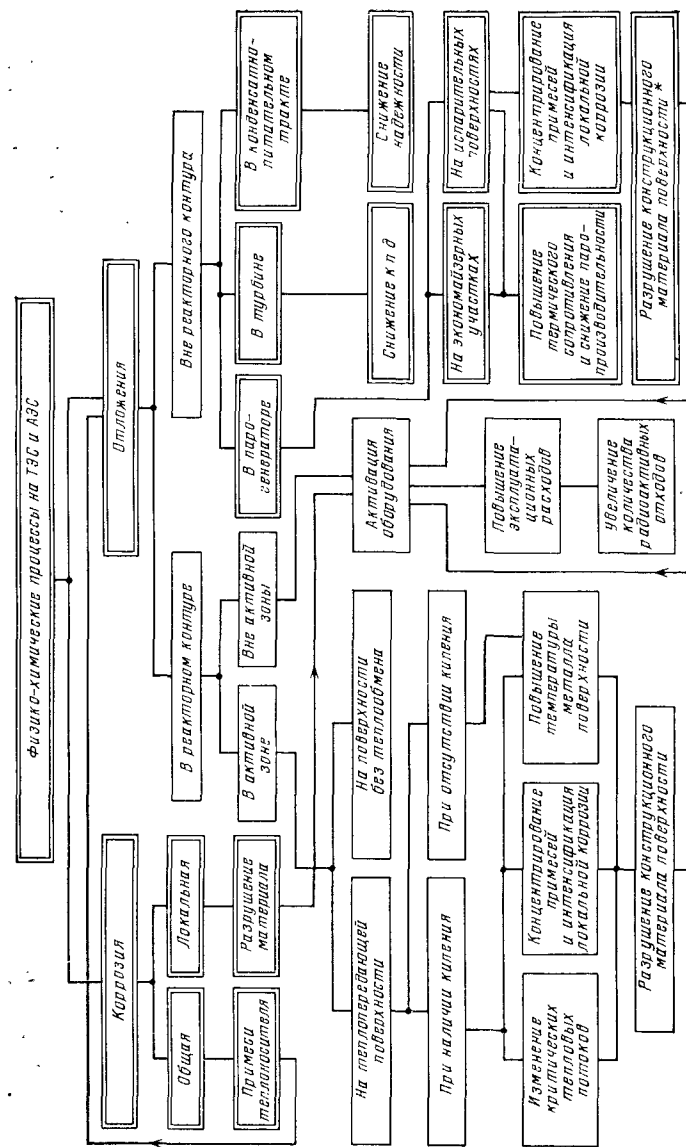


Рис. 19.2. Схема влияния физико-химических процессов на ТЭС и АЭС на их надежность и безопасность.

□ — процессы на ТЭС и АЭС; □ — процессы, характерные только для АЭС; * — разрушение конструктивного материала теплообменной поверхности котла ТЭС может произойти также вследствие перегрева при образовании отложений.

Велика опасность отложений продуктов коррозии с точки зрения интенсификации коррозионных процессов. Так, по результатам анализа коррозионных повреждений в США с 1955 по 1970 г. на паровых котлах давлением $> 12,6$ МПа в 50% случаев причиной повреждений были отложения окислов металлов.

При этом, конечно, соблюдаются нормы водного режима, которые должны обеспечивать длительную безаварийную работу агрегатов. Объяснение этим фактам можно найти, если вскрыть возможность резкого различия концентраций примесей (в том числе коррозионно-активных) в ядре основного потока и в пристенном слое жидкости, непосредственно контактирующем с конструкционным материалом.

Концентрация примесей в потоке воды, направленном к теплообменной поверхности c_b , равна концентрации рассматриваемой примеси в основном потоке охлаждающей среды, величина массового расхода которого обозначена G . Эта величина представляет собой осредненное значение концентрации примесей в охлаждающей среде, и ее можно нормировать и контролировать. Однако в пристенном слое концентрация рассматриваемой примеси изменяется вследствие протекания, например, следующих процессов:

повышение концентрации примесей в жидкой фазе при испарении охлаждающей среды докритических параметров вследствие небольших значений коэффициентов распределения примесей между паровой и жидкой фазами;

понижение концентрации примесей в жидкой фазе вследствие образования твердофазных отложений, протекания процессов адсорбции и хемосорбции;

повышение концентрации примесей в жидкой фазе вследствие разрушения и смыва твердофазных отложений, перехода в охлаждающую среду продуктов коррозии материала теплообменной поверхности, а также протекания процессов десорбции.

Поэтому концентрация примесей в пристенном слое и соответственно в потоке охлаждающей среды, направленном от теплообменной поверхности, c'_b отличается от средней по объему потока концентрации c_b . Таким образом, величина c'_b отражает локальную концентрацию примесей, которая реализуется на металле теплообменной поверхности при кипении.

Выражение (19.11) дает возможность оценить локальные концентрации растворимых примесей, не образующих отложений твердой фазы. В самом деле, если рассматриваемая примесь при повышении ее концентрации в охлаждающей среде не образует отложений в твердой фазе на теплопередающей поверхности, то скорость образования этих отложений равна нулю. В соответствии с выражением (19.11) при $A_l = 0$ и $B \neq 0$

$$k_{\pi} c_b - (k_{\pi} - 1) c'_b - c_{\pi} = 0. \quad (19.14)$$

Многочлен (19.14) представляет собой баланс рассматриваемой растворимой примеси в пристенном слое.

Концентрация примеси в пристенной области

$$c'_b = (k_{\pi} c_b - c_{\pi}) / (k_{\pi} - 1). \quad (19.15)$$

При докритических параметрах значением c_{π} в выражении (19.15) можно пренебречь. Тогда

$$c'_b \approx \frac{k_{\pi}}{k_{\pi} - 1} c_b. \quad (19.16)$$

Из выражений (19.15) и (19.16) видно, что локальная концентрация рассматриваемой примеси в пристенном слое является функцией кратности циркуляции k_{π} и содержания примеси в основном потоке c_b . Величина c_b поддается нормированию и контролю и поддерживается обычно на заданном уровне методами водного режима. Кратность циркуляции k_{π} связана с процессами тепло- и массообмена при парообразовании и регулированию не подлежит.

В [58] показано, что k_{π} может принимать большие значения (до 50) в области начала поверхностного кипения, которые уменьшаются с ростом массового паросодержания x до значения 1,0.

Из выражения (19.16) видно, что при $k_{\pi} \gg 1$ (в области начала поверхностного кипения) концентрирование примесей в пристенном слое не происходит. По мере роста массового паросодержания локальные концентрации примесей могут достигать весьма больших значений [в кризисном сечении при $k_{\pi} \rightarrow 1$, $k_{\pi} / (k_{\pi} - 1) \rightarrow \infty$ и соответственно $c'_b \rightarrow \infty$]. Но даже область перед кризисным сечением является опасной с точки зрения концентрирования коррозионно-активных примесей в пристенном слое охлаждающей среды. Если считать c_b нормируемой величиной для данной примеси (например, для хлорид-иона в первом контуре АЭС $c_b = 0,1$ мг/кг), то при $k_{\pi} = 1,02$ локальные концентрации c'_b будут больше нормируемых примерно в 50 раз, а при $k_{\pi} = 1,1$ — в 11 раз.

На коррозионной стойкости сплавов циркония отрицательно сказывается повышение концентрации хлорид-иона при температуре 280—300 °С до 0,2—0,5 мг/кг. Дальнейший рост концентрации галогенов (до 0,5—1,0 мг/кг) вызывает опасность язвенной коррозии сплавов циркония и даже коррозии под напряжением [15]. Усиливается коррозия циркониевых сплавов и при росте концентрации карбонат-иона до 1 мг/кг.

Весьма вероятно, что причиной наблюдавшихся на разных АЭС («Бецнау-1», «Михама», «Обриггейм» и др.) многочисленных коррозионных повреждений трубок теплообменной поверхности ПГ фирмы «Вестингауз» [57] было концентрирование коррозионно-активных примесей в пристенном слое вследствие больших отклонений значений k_{π} в отдельных зонах от средних.

19.2. РАДИОАКТИВНЫЕ ОТЛОЖЕНИЯ НА АЭС

В водном теплоносителе при работе АЭС накапливаются радионуклиды, что и является причиной радиоактивности воды реакторного контура. Суммарная концентрация радионуклидов, как правило, не должна превышать 10^{-3} Ки/кг. Источниками поступления радионуклидов являются ядерное топливо, вода, борная кислота, которая используется для регулирования нейтронной мощности реактора, продукты

коррозии конструкционных материалов реакторного контура и продукты активации элементов, используемых для коррекции водного режима. Состав радионуклидов в воде первого контура Кольской АЭС с реактором ВВЭР-440 приведен в табл. 19.2. Как видно из таблицы, концентрации радионуклидов, источником которых явились продукты коррозии и активации, составляют лишь $\frac{1}{3}$ часть общего количества радионуклидов. Нуклиды топливного происхождения составляют $\frac{2}{3}$ части суммарной активности теплоносителя, но они обладают короткими периодами полураспада (например, йод-131 и йод-133 имеют периоды полураспада соответственно 8,84 сут и 21 ч), а изотопы коррозионного происхождения являются долгоживущими (например, кобальт-60 имеет период полураспада 5,26 года, а железо-59 44,6 сут). Поэтому радиационная обстановка на АЭС во время ее работы определяется активностью изотопов топливного происхождения, а после ее останова — коррозионного. В табл. 19.3 приведены данные относитель-

Таблица 19.2. Радионуклидный состав примесей теплоносителя Кольской АЭС с реактором ВВЭР-440

[Радионуклид]	Радиационный выход при делении, %	Относительный вклад		Период полураспада	Энергия γ -из- лучения, кэВ
		в суммарную активность продуктов деления, %	в суммарную активность теплоносителя, %		
Продукты деления					
^{133}Xe	6,65	41,2	27,8	5,29 сут	81,0
^{135}Xe	6,4	13,94	9,4	9,17 ч	249,6
^{85}Kr	1,0	5,4	3,6	4,48 ч	151,3
^{88}Kr	3,62	6,1	4,8	171,6 мин	196
^{87}Kr	2,55	2,0	1,0	76,31 мин	402,7
^{131}I	2,92	2,3	1,5	8,04 сут	364,5
^{132}I	4,2	7,82	5,2	2,28 ч	667
^{133}I	6,75	6,46	4,3	21 ч	529
^{134}I	7,65	4,4	2,9	53,2 мин	1131,6
^{135}I	6,6	4,0	2,7	6,7 ч	1131,6
^{91}Sr	5,93	0,3	0,2	0,75 ч	555,6
^{92}Sr	6,1	0,5	0,4	2,71 ч	1383,9
^{139}Ba	6,55	1,5	1,0	82,71 мин	165,8
^{140}Ba	6,36	0,2	0,1	12,79 сут	537,2
^{138}Cs	5,74	4,0	2,7	33,41 мин	1435
Продукты активации и коррозии					
^{18}F	—	—	4,1	109,7 мин	511
^{24}Na	—	—	10,0	15,03 ч	1368
^{42}K	—	—	15,36	12,4 ч	1524
^{41}Ar	—	—	1,6	1,83 ч	1293
^{59}Fe	—	—	0,01	44,6 сут	1099,2
^{56}Mn	—	—	2,0	2,587 ч	846
^{54}Mn	—	—	0,01	312 сут	834
^{51}Cr	—	—	0,01	27,72 сут	320
^{65}Zn	—	—	0,01	244 сут	1115,5
^{60}Co	—	—	0,01	5,26 года	1173

ного вклада в мощность дозы излучения обеих групп радионуклидов, полученные на остановленном для ремонта оборудовании 1 блока Кольской АЭС [5].

Таблица 19.3. Относительный вклад в мощность дозы излучения на остановленном оборудовании радионуклидов топливного и коррозионного происхождения

Величина, размерность	Радионуклиды										
	^{144}Ce	^{106}Ru	^{140}Ba	^{140}La	^{131}I	^{132}I	^{56}Co	^{60}Co	^{54}Mn	^{59}Fe	^{125}Sb
Относительный вклад в мощность дозы, %	0,02	0,20	0,40	4,1	0,20	1,4	19,0	17,0	12,5	2,9	1,0
Суммарно	4,9					95,1					

Превращение продуктов коррозии в радионуклиды происходит в процессе ядерных реакций под воздействием потока нейтронов реактора (табл. 19.4).

Таблица 19.4. Основные радиоактивные нуклиды продуктов коррозии

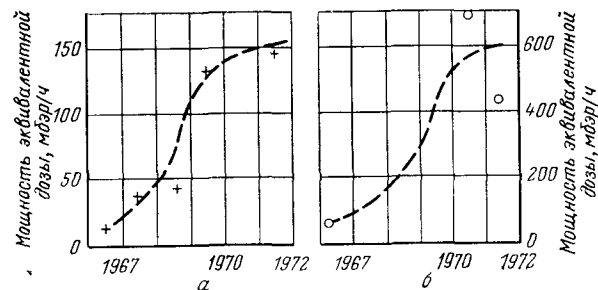
Нуклид	Ядерная реакция	Период полураспада	Относительная активность	Нуклид	Ядерная реакция	Период полураспада	Относительная активность
^{60}Co	$^{59}\text{Co} (n, \gamma) ^{60}\text{Co}$	5,26 года	1500	^{51}Cr	$^{50}\text{Cr} (n, \gamma) ^{51}\text{Cr}$	27,72 сут	0,4
^{58}Co	$^{58}\text{Ni} (n, p) ^{58}\text{Co}$	71 сут	1	^{59}Fe	$^{58}\text{Fe} (n, \gamma) ^{59}\text{Fe}$	44,6 сут	0,07
^{65}Zn	$^{64}\text{Zn} (n, \gamma) ^{65}\text{Zn}$	244 сут	2	^{54}Mn	$^{54}\text{Fe} (n, p) ^{54}\text{Mn}$	312 сут	0,06

Радиоактивные продукты коррозии как примеси теплоносителя образуются тремя путями: за счет перехода в воду продуктов коррозии конструкционных материалов активной зоны реактора, находящихся в нейтронном поле и потому радиоактивных; вследствие перехода в воду нерадиоактивных продуктов коррозии конструкционных материалов вне реакторной части контура, которые при циркуляции теплоносителя через активную зону реактора активируются; за счет повторного перехода в воду продуктов коррозии из отложений на поверхностях активной зоны реактора, главным образом с оболочек твэлов.

Из теплоносителя радионуклиды переходят на контактирующие с ним поверхности реакторного контура, образуя радиоактивные отложения. Обычно радиоактивные отложения состоят на 70—90 % (по массе) из окислов железа, но основными носителями активности, как следует из табл. 19.3 и 19.4, являются кобальт и серебро, если

последнее входит в состав конструкционных материалов. Основным источником поступления кобальта в контур является аустенитная нержавеющая сталь, имеющая в своем составе никель, несущий с собой и кобальт как примесь. Одним из способов снижения активности на АЭС является всемерное уменьшение в составе контура конструкционных материалов, содержащих никель и серебро.

Особенностью радиоактивных отложений является диффузия нуклидов в глубину окисной пленки настолько, что ликвидация активности возможна только при полном удалении окисной пленки. Эта пленка очень прочно сцеплена с поверхностью металла и необходимость ее удаления представляет собой первую трудность при дезактивации оборудования. Наличие развитой шероховатости поверхности затрудняет решение этой задачи.



Связь радиоактивных нуклидов с окисной пленкой может осуществляться посредством адсорбции, сил адгезии и химического взаимодействия. Окисный слой, несущий радиоактивность, состоит в основном из окислов железа и хрома (Fe_3O_4 , Fe_2O_3 , Cr_2O_3). Встречаются и смешанные окисные формы FeCr_2O_4 , NiFe_2O_4 , причем в непосредственной близости к поверхности металла расположен практически нерастворимый окисел трехвалентного хрома (Cr_2O_3). Полностью удалить радионуклиды, сохранив окисел, невозможно. Это представляет собой вторую трудность при разработке методов дезактивации.

Количество радиоактивных отложений монотонно нарастает во времени. При этом характер роста не меняется при разном абсолютном уровне активности (рис. 19.3). После длительной эксплуатации может наблюдаться тенденция к стабилизации количества радиоактивных отложений [74]. Вероятно, это связано с уменьшением скорости коррозии металлов во времени и выравниванием процессов оседания и смыва продуктов коррозии, накопления и распада активности. Следует подчеркнуть, что образование радиоактивных отложений продуктов коррозии и рост их количества во времени происходит при нормальной, безаварийной эксплуатации АЭС. Нарушение герметичности оболочек твэлов и выход в теплоноситель топливной композиции представляют особый случай и здесь не рассматриваются.

На одноконтурной АЭС границы реакторного контура значительно шире, чем на двухконтурной. Это заставляет уделять на одноконтурных АЭС большее внимание проблеме активации оборудования и его

дезактивации. При росте параметров АЭС не следует ожидать ослабления внимания к вопросам активации вследствие некоторого увеличения скорости коррозии конструкционных материалов и повышения требований к надежности работы оборудования.

В табл. 19.5 представлена мощность экспозиционной дозы на оборудовании некоторых АЭС. По мощности дозы определяют допустимое время пребывания рабочего вблизи указанного оборудования, исходя из годовой нормы облучения 5 бэр.

Таблица 19.5. Активность оборудования некоторых АЭС

АЭС	Продолжительность эксплуатации	Точка замера	Мощность экспозиционной дозы, мР/ч	Допустимое время работы 1 рабочего при норме облучения 5 бэр/год, ч
«Линген» (ФРГ)	2 года	Циркуляционные трубопроводы, системы очистки реакторной воды	1000 28 000	5 0,2
США (семь станций)	300—1650 сут	Циркуляционные трубопроводы, ГЦН, ПГ	75—900 30—500 10—1200	67—5,5 170—10 500—4,2
«Гундрем-минген» (ФРГ)	5 лет	Циркуляционные трубопроводы	150 500	33 10
«Сена» (Франция)	2400 ч	ПГ	1190—1800	4,5—2,8
«Райнсберг» (ГДР)	480 эфф. сут	ПГ	1000	5
Белоярская	700 эфф. сут	Всасывающие трубопроводы ГЦН Подогреватели Сепаратор Оборудование испарительного контура	720 720 500—610 325	7 7 10—8,2 15,5
Первая АЭС (СССР)	15 лет	Общий фон на верхней плите реактора Задвижки трубопроводов ПГ Главные отсекающие задвижки	360—540 108—430 145—215	13,9—9,3 46,4—11,4 34,8—23,2

Как видно из таблицы, в большинстве случаев допускается крайне малое время пребывания персонала в районе оборудования. За время ремонта персонал АЭС обычно набирает большую часть годовой дозы

облучения. Перед проведением осмотра, ревизии или ремонта оборудования в таких условиях оказывается необходимой предварительная дезактивация его. При этом обычно проводят полную дезактивацию всего контура, что улучшает радиационную обстановку на АЭС на длительный период. Проведение местной дезактивации позволяет иногда решать частные задачи, но результаты ее быстро нивелируются вследствие интенсивного переноса радиоактивных продуктов со всего контура на очищенные участки.

Необходимость удаления отложений в процессе эксплуатации возникает и на обычных, и на атомных электростанциях. Однако здесь **есть** и существенные различия (табл. 19.6). В частности, необходимость в дезактивации возникает, как правило, гораздо раньше, чем могут наступить нарушения в работе оборудования вследствие образования отложений.

Таблица 19.6 Сопоставление операций по удалению отложений на ТЭС и АЭС

Электростанция	Цель операции	Показания к проведению операции	Оперативный контроль	Способы очистки оборудования	Сброс отработанных растворов
ТЭС	Обеспечение безопасной эксплуатации с точки зрения надежности оборудования	Общее количество отложений. Опасность в нарушениях циркуляции, теплообмена, водного режима	Общее количество удаленных отложений	Механические, химические	В природные водоемы или грунт после разбавления или нейтрализации
АЭС	Обеспечение безопасной эксплуатации с точки зрения доступности оборудования	Количество активных отложений (мощность дозы излучения). Опасность при обслуживании	Количество удаленных активных отложений	Химические для оборудования в сборе и в сочетании с электрохимическими для отдельных деталей	В хранилища радиоактивных отходов после концентрирования

19.3. МЕТОДЫ ОЧИСТКИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС

В теплоэнергетике на органическом топливе для котлов существует два основных вида химических очисток — предпусковая и эксплуатационная [68].

Предпусковая очистка (промывка) имеет своей целью удалить разнообразные загрязнения, внесенные в процессе монтажа и транспортировки (ржавчину, окалину, сварочный грат, песок и землю, масла и смазки и т. п.).

Для предпусковой очистки известно несколько методов, в которых используют следующие реагенты: 3—5%-ный раствор соляной кислоты, ингибированной уротропином (0,4—0,5%) и ОП-7 (0,1%) при температуре 50—60 °С (время промывки 6—8 ч); слабый раствор ($pH \approx 3,5$) соляной или серной кислоты и гидразина (30 мг/кг) при температуре 90—100 °С; 2%-ный раствор адипиновой кислоты при температуре 100 °С (время промывки 10 ч); 2—3%-ный раствор лимонной кислоты или аммонийцитрата при температуре 90 °С (время промывки 10 ч); композиции реагентов на основе комплексона ЭДТА (этилендиаминтетрауксусная кислота) и ее солей концентрацией 0,3—0,5% с органическими комплексообразующими кислотами (лимонная, малеиновая, «черная» и т. п.) концентрацией 0,2—0,4% [68].

Задачей *эксплуатационной очистки* является удаление отложений, образовавшихся на оборудовании в процессе его эксплуатации.

Для *эксплуатационной очистки* используют как монорастворы соляной кислоты, моноаммонийцитрата и комплексонов, так и композиции на основе последних. Комплексоны обладают некоторыми преимуществами по сравнению с другими реагентами: они нетоксичны, удобны в обращении и хранении. Эффективность композиций на основе комплексонов весьма высока, причем большая часть отложений находится в растворе в виде комплексов. Комплексоны позволяют повышать эффективность очистки режимными факторами, например по средством повышения температуры раствора. На этой основе разработан метод эксплуатационной очистки от железоокисных отложений монораствором трилона Б (двунариевая соль ЭДТА) при температуре 200 °С. Развитием применения комплексонов является разработка метода корректировки водного режима, получившего название «трилонирование» (вместо фосфатирования). Этот метод представляет собой непрерывную химическую микроочистку.

19.4. МЕТОДЫ ДЕЗАКТИВАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ АЭС

Методом непрерывной очистки — дезактивации — на АЭС является непрерывная очистка части теплоносителя (продувки) на ионообменных фильтрах системы спецводоочистки (см. гл. 8). Однако это не предотвращает полностью образование радиоактивных отложений (см. табл. 19.5).

Разработка методов периодической химической дезактивации проводится, как правило, применительно к конкретным условиям данной АЭС с учетом количества, структуры, химического и изотопного состава отложений и целей дезактивации. Если дезактивация должна быть полной, то при разработке методов следует исходить из необходимости полного растворения всего окисного слоя, включая и трудно-растворимые соединения. При выборе метода дезактивации конкурирующие методы оценивают по следующим критериям: коэффициент дезактивации; степень коррозионного воздействия на основные конструкционные материалы; количество сбросных радиоактивных вод; возможность концентрирования активности (например, на ионообменных фильтрах, если радионуклиды в дезактивационном растворе не-

сут заряд); технологические условия проведения процесса дезактивации (температура, время, скорость движения раствора и т. п.); возможность использования основного оборудования контура; дефицитность реагентов, их стоимость, условия хранения, обращения и т. д.

В отличие от процесса очистки от отложений на ТЭС удаление радиоактивных отложений на АЭС связано с дополнительными трудностями: необходимостью удаления окисной пленки, а иногда и поверхностного слоя основного металла на глубину нескольких микрометров; разработка растворов и технологии дезактивации для удаления весьма труднорастворимых окислов хрома Cr_2O_3 , железа Fe_3O_4 и смешанных типа хромата FeCr_2O_4 .

На первой стадии процесса используется окислительный раствор. Его назначением является окисление аниона Cr_2O_3 до хромат-иона, окисление нерастворимого хромата FeCr_2O_4 до растворимой формы хромата и двухвалентного железа до трехвалентного и окисление магнетита до более растворимых окислов. Наибольшее распространение для этой цели получил раствор едкого натра NaOH (0,5—1,5%) и перманганата калия KMnO_4 (0,05—0,15%). Аналогичное действие оказывает сложный раствор, куда входят перекись водорода и комплексоны НТА (нитрилтриуксусная кислота) или ЭДТА.

На второй стадии можно использовать большое количество реагентов, назначение которых растворить подготовленные к этому радиоактивные элементы отложений. Для этой цели чаще всего используют органические кислоты (щавелевую, лимонную, аммонийцитрат) и комплексоны (ЭДТА, НТА и др.).

После каждой стадии проводится тщательная водная отмывка поверхностей. Обе стадии дезактивации, включая водные отмывки после каждой стадии, составляют один цикл. По опытным данным за 3—4 цикла можно удалить 97—99% активных отложений. Основным недостатком многостадийного метода дезактивации является большое количество сбросных радиоактивных вод, которые требуют переработки и захоронения.

Стремление при проведении дезактивации сократить количество радиоактивных отходов, подлежащих переработке, побуждает совершенствовать технологию дезактивации. Весьма перспективным является метод высокотемпературной дезактивации с применением композиций на основе комплексонов, опробованный на Белярской АЭС [37]. При этом резко сокращается число стадий и соответственно количество сбросных вод, а возможность концентрации активности облегчается, так как в растворе образуется заряженный комплекс, который может быть легко выведен на ионообменных фильтрах. Этот же метод может быть использован, если в составе конструкционных материалов реакторного контура есть стали перлитного класса.

Химический метод дезактивации целесообразно использовать применительно к оборудованию установок спецводоочистки, циркуляционных петель реактора и контура в целом, насосам, арматуре, приводам СУЗ, чехлам хранения кассет и инструменту.

Иногда для удовлетворения эксплуатационных потребностей может оказаться достаточной дезактивация части реакторного контура.

Этой цели служат специальные дезактивационные установки, например используемая на АЭС с реакторами ВВЭР-440 установка для дезактивации ПГ.

Некоторые детали (детали ГЦН, приводов СУЗ) или крупногабаритные узлы (участки трубопроводов, улитки ГЦН, стенки бассейнов перегрузки и выдержки отработавших твэлов) иногда более удобно дезактивировать электрохимическим методом. Сущность его заключается в электрохимическом растворении поверхности изделия в растворе электролита при пропускании через него постоянного тока. Изделие является анодом, катод изготавливается из свинца или алюминия и его форма должна воспроизводить конфигурацию дезактивируемой поверхности.

Для дезактивации больших поверхностей (наружных поверхностей технологического оборудования, внутренних поверхностей баков и бассейнов, полов и стен помещений и т. п.) используется пароземulsionный метод [36]. Здесь в качестве дезактивирующего используется раствор, содержащий щавелевую кислоту концентрацией 20 г/кг, поверхностно-активное вещество ОП-7 концентрацией 5 г/кг и гексаметафосфат натрия — 5 г/кг. С помощью специального пистолета, к которому подводится пар давлением 0,8—1,2 МПа, раствор в виде паровой эмульсии наносится на поверхность. Скорость обработки поверхности ~ 1 м²/мин. В зависимости от состояния поверхности и вида загрязнения дезактивирующий раствор можно менять.

Локальные загрязнения и инструмент иногда дезактивируют механическим способом. В этом случае используют реагенты и технологию многостадийного метода химической дезактивации, нанося растворы специальными щетками, протирками и т. п.

Жидкие радиоактивные отходы на АЭС имеют существенно разную активность. Основные принципы организации их обработки в системе АЭС — концентрация активности в минимальном объеме, подлежащем захоронению, и возврат в систему АЭС максимального количества очищенной воды.

Экономически целесообразно первый принцип реализовать при раздельной обработке отходов с разной активностью. Высокоактивные отходы, удельная активность которых более 10^{-4} Ки/кг (дренажи, протечки, трапные воды, дезактивационные растворы и т. п.), обрабатываются на многоступенчатых испарительных установках или на испарительных установках в сочетании с ионообменными фильтрами. Отходы низкой удельной активности менее 10^{-4} Ки/кг (продувка ПГ, сбросы спецпрачечной и душевых) проходят обработку на ионообменных фильтрах или на одноступенчатых испарительных установках.

Принципиальная схема установки для дезактивации дренажных вод приведена на рис. 19.4 [59]. Из дренажных баков через регенеративный теплообменник вода направляется в выпарной аппарат, где происходит концентрирование примесей и коагуляция их с помощью азотнокислого кальция. Концентрат из выпарного аппарата направляется в доупариватель, где содержание примесей доводится до 20—40%. Подогреватели выпарного аппарата и доупаривателя обогреваются отборным паром турбины ($p = 0,35$ МПа). Насыщенный пар

из обоих аппаратов проходит очистку в скруббере выпарного аппарата и направляется в конденсатор-дегазатор. Радиоактивные и другие неконденсирующиеся газы (CO_2 , O_2 и т. п.) направляются в систему СГО, а конденсат насосом через охладитель — на очистную установку, где последовательно проходит механический и ионообменные фильтры. Очищенный конденсат поступает в контрольный бак и после проверки его качества подается в баки чистого конденсата или на повторную обработку. Концентрат радиоактивных отходов из отключенного доупаривателя сжатым воздухом перекачивается в хранилище жидких отходов для длительного хранения. Периодически в ХЖО гидротранспортом подаются сорбенты ионообменных фильтров и фильтрующий материал механического фильтра.

Хранилище жидких отходов представляет собой систему подземных бетонных емкостей, внутри которых размещены баки из нержавеющей стали аустенитного класса для хранения радиоактивных отходов. Конструкция баков выполнена по принципу «бак в баке». Баков не менее двух — рабочий и резервный. При возникновении неплотности во внутреннем баке в результате длительного хранения коррозионно-активной среды высокой концентрации наружный бак предотвращает выход радиоактивных отходов в окружающую среду. В этом случае содержимое рабочего бака перекачивается в резервный. Для осуществления этой технологической операции используется вакуумная емкость, которая подключается к рабочему баку. Из рабочего бака жидкость под атмосферным давлением (из полостей внутреннего и наружного баков) поступает в вакуумную емкость, а из нее перекачивается сжатым воздухом в резервный бак.

В баке хранения ионообменных и фильтрующих материалов на дне имеется фильтрующий слой, через который проходит вода, участ-

вующая в гидротранспортировке. С помощью вакуумной емкости она может быть направлена на очистку с целью ее многократного использования.

Во время хранения в ХЖО продолжается радиоактивный распад нуклидов, выделение тепла и газов. Для охлаждения и вентиляции к ХЖО осуществляется подвод и отвод воздуха.

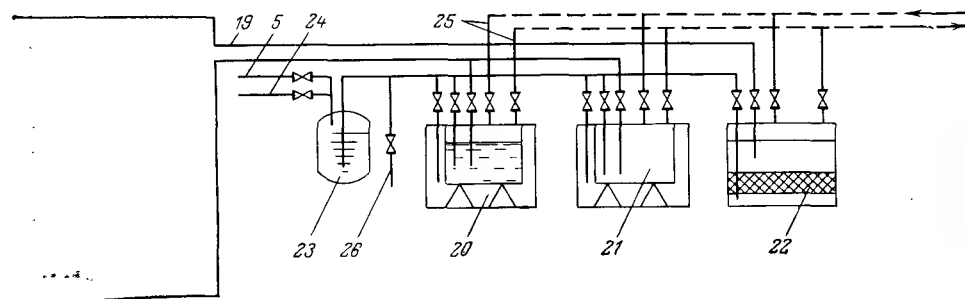
Хранилища рассчитаны на 5 лет работы. Исходя из этого например, для блока с реактором ВВЭР-440 емкость рабочего и резервного баков составляет 500 м^3 , а бака для хранения сорбентов — 150 м^3 . После этого срока активность жидких радиоактивных отходов снижается и их отверждают.

Целью отверждения является фиксация радиоактивных отходов. Для этого применяют цементирование или битумирование. Битумная масса сливается в бочки, которые отправляются на длительное хранение. Бочки (или цементные блоки) хранят на открытых площадках, в траншеях или специальных бетонных хранилищах. В ФРГ для этой цели используют старые соляные шахты. Некоторые страны (Бельгия, Нидерланды, Австрия и др.) из экономических побуждений сбрасывают бочки в море на глубину 5000 м. Это антигуманное решение, противоречащее обеспечению долгосрочной безопасности человечества, встречает резкое осуждение советских ученых.

Твердые радиоактивные отходы АЭС можно спрессовывать или сжигать.

При прессовании объем отходов уменьшается в 2—8 раз. Производительность работающих в СССР и других странах установок составляет 50—70 кг/ч ($p_{\text{раб}} = 20,0 \text{ МПа}$). Брикеты складывают в бочки и цементируют.

При сжигании объем отходов уменьшается в 40—50 раз, а унос радиоактивных веществ с газами, направляемыми в свою систему газоочистки, составляет 10%. Образующаяся зола смешивается с жидкими отходами низкой активности, отверждается и в твердом виде отправляется на длительное хранение.



и хранения высокоактивных отходов на АЭС.

ной аппарат; 4 — подогреватель; 5 — подвод сжатого воздуха; 6 — доупариватель; 7 — воды для гидровыгрузки фильтрующих материалов; 12—14 — механический, катнонный, резервной установки; 18 — линия в бак чистого конденсата (БЧК); 19 — линия сброса бак хранения сорбентов и фильтрующих материалов; 23 — вакуумная емкость; 24 — подвод дренажных вод.

Рис. 19.4. Технологическая схема систем обработки

1 — подвод воды к рабочей установке; 2 — подвод воды к резервной установке; 3 — выпар сброс кубового остатка в ХЖО; 8 — дегазатор; 9 — насос; 10 — охладитель; 11 — подвод анионный фильтры; 15 — контрольный бак; 16 — перекачивающий насос; 17 — линия от сорбентов в ХЖО; 20 — бак хранения жидких отходов; 21 — резервный бак ХЖО; 22 — к вакуумному насосу; 25 — трубопроводы подвода и отвода воздуха; 26 — линия к бакам

ВЫБОР ПЛОЩАДОК ДЛЯ СТРОИТЕЛЬСТВА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ. ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН ТЭС И АЭС

20.1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РАЗМЕЩЕНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ И ТРЕБОВАНИЯ К ПЛОЩАДКАМ

Территориальное размещение вновь сооружаемых электростанций непосредственно связано с развитием отдельных экономических районов страны и предусматривается в общегосударственных планах развития народного хозяйства. Мощные конденсационные электростанции на органическом топливе сооружаются, как правило, вблизи источников топлива: крупных месторождений угля, торфа, сланцев, нефтеперерабатывающих заводов, магистральных газопроводов. Например, на базе крупнейших месторождений угля в Итатском и Экибастузском районах запланировано строительство нескольких мощных КЭС с передачей энергии в центральные районы страны по линиям постоянного тока.

При размещении электростанций важное значение уделяется близости их к потребителям энергии в целях сокращения протяженности линий электропередачи или трубопроводов пара и горячей воды. Электроэнергия к близко расположенным потребителям может подаваться на генераторном напряжении без сооружения повысительных подстанций. Для ТЭЦ и АТЭЦ близость к потребителям тепла имеет решающее значение, поскольку подача пара и горячей воды экономически целесообразна в пределах лишь нескольких километров (см. гл. I).

Наличие энергосистем и их укрупнение, осуществляемое строительством соединительных линий электропередачи, расширяет возможности выбора места строительства мощных конденсационных электростанций. Потребителем энергии является в этом случае ближайшая крупная подстанция энергосистемы.

Строительство АЭС планируется, главным образом, в таких районах, где ощущается недостаток запасов органического топлива, а доставка его из удаленных месторождений экономически не выгодна. В СССР к таким районам относится европейская часть страны.

Выбор площадок в намеченном для строительства электростанции районе производится на стадии технико-экономического обоснования проекта по данным геологических изысканий и геодезической съемки района. Обоснование составляется на основе анализа следующих факторов.

Близость к источнику топливоснабжения. Это требование рассматривается в отношении затрат на строительство транспортных сооружений и стоимости доставки топлива. Для мощных ТЭС на низкосортном топливе (бурые угли, торф, сланцы) близость к месторождению является обязательным условием. Однако при использовании высококачественного угля доставка его может быть рентабельной и на большие расстояния, что позволяет выбирать площадку ближе к потребителям

энергии. В этом случае площадка выбирается на основе сопоставления затрат на доставку топлива и потерь энергии в сетях для разных вариантов площадок.

Для ТЭС на газе и мазуте расстояние до источника топливоснабжения не имеет столь важного значения, поскольку затраты на доставку этих топлив существенно ниже, чем для угля, торфа или сланцев.

При выборе площадок для АЭС данный фактор вообще не учитывается в связи с незначительными затратами на транспортировку ядерного топлива.

Близость к источнику водоснабжения. Электростанция должна располагаться вблизи реки, озера или моря в целях уменьшения затрат на сооружение гидротехнических объектов и обеспечения минимальной протяженности коммуникаций технического водоснабжения. Наиболее благоприятной будет та площадка, где система водоснабжения может быть прямой. Наличие вблизи площадки мощного водного источника и небольшое превышение уровня площадки над источником часто являются решающими факторами при выборе места сооружения электростанций.

Благоприятный рельеф местности. Площадка не должна иметь больших неровностей. Наиболее благоприятными считаются такие площадки, которые имеют ровную поверхность с уклоном не более 0,5—1,0%. При наличии больших неровностей потребуется планировка территории и выполнение значительного объема земляных работ.

Благоприятное качество грунта. Благоприятными считаются грунты, допускающие строительную нагрузку не менее 20—25 Н/см². От качества грунта зависит стоимость строительства подземных сооружений, их устойчивость и долговечность. Строительство электростанций на слабых грунтах требует применения искусственных оснований в виде свай или сплошной железобетонной плиты.

В районах вечной мерзлоты площадка выбирается или на скальном основании или на возвышенности с непросадочным, крупнообломочным или песчаным грунтом. В районах с повышенной сейсмической опасностью благоприятными грунтами считаются неветреные скальные и полускальные породы, а также плотные и маловлажные крупнообломочные грунты.

Низкий уровень грунтовых вод. Площадка должна быть по возможности «сухой», т. е. не затапливаться грунтовыми и паводковыми водами. Сухими считаются площадки с глубиной уровня грунтовых вод не менее 5 м от поверхности земли. При меньшей глубине строительство электростанции удорожается из-за необходимости сооружения устройств водопонижения и тщательной гидроизоляции подвальных помещений. Особенно строгие требования в этом отношении предъявляются к площадкам АЭС и, в частности, к таким объектам, как хранилища радиоактивных отходов, сооружаемых в виде подземных строений. Основание их должно быть всегда выше уровня грунтовых вод.

Близость к существующим железным дорогам и жилым поселкам. Эти условия рассматриваются в отношении затрат на сооружение подь-

ездных путей к площадке и комплектования рабочей силы в начальный период строительства. При прочих равных условиях предпочтительнее будет та площадка, которая ближе к существующей железной дороге и вблизи которой имеется крупный населенный пункт.

Достаточные размеры территории. Площадка должна иметь размеры, достаточные для размещения не только объектов электростанции, но и необходимой санитарной зоны. Для ТЭС радиус санитарной зоны составляет 500—1000 м; больший размер принимается при сжигании многозольных и высокосернистых топлив.

При определении размера санитарной зоны ТЭС принимается во внимание наличие вблизи площадки других предприятий, которые уже создают некоторый уровень (фон) загрязнений в данной местности. При наличии фоновой загрязненности размеры зоны должны быть таковы, чтобы общий уровень содержания вредных веществ в атмосфере не превышал действующих норм [42].

К площадкам АЭС предъявляют дополнительные требования, вытекающие из условий обеспечения радиационной безопасности населения при наиболее тяжелой аварии реакторной установки. Размеры площадки должны быть достаточными для организации зоны строгого санитарного режима в радиусе 4—6 км. На территории этой зоны не допускается сельскохозяйственное землепользование, проживание людей и наличие предприятий, связанных с производством продуктов питания.

Для первых АЭС площадки выбирались не ближе 40 км от крупных населенных пунктов типа областных центров. В настоящее время это требование стало менее жестким. В ряде стран АЭС размещаются в 5—15 км от крупных городов, что стало возможным благодаря накопленному опыту эксплуатации АЭС и подтверждению их надежности и безопасности.

Обычно в районе намеченного строительства электростанции выявляют несколько площадок, удовлетворяющих описанным выше требованиям. Окончательный выбор производится на основе сравнения приведенных затрат, определяемых для каждой площадки по одним и тем же основным показателям — капитальным вложениям в объекты и годовым эксплуатационным расходам.

Капитальные вложения складываются из следующих разделов: освоение территории, снос и отчуждение земель; планировка территории; гидротехнические сооружения; подъездные пути; сооружения по выдаче электрической и тепловой энергии; золошлакоудаление; временное энергоснабжение.

Годовые эксплуатационные расходы складываются из разделов: перевозка топлива; потери тепловой и электрической энергии в сетях; амортизационные отчисления; техническое водоснабжение.

Показатели определяются для конечной мощности электростанции по действующим тарифам и расценкам. Нетрудно заметить, что все перечисленные выше показатели относятся к категории переменных, для каждой из намеченных площадок они будут разными. Постоянные затраты, куда входят стоимость оборудования, монтажа, ремонтов, зарплата персонала и др., будут одинаковыми для всех вариантов

площадок и из сопоставления исключаются. Предпочтение отдается той площадке, для которой переменные приведенные затраты будут меньше.

20.2. ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Для выбранной площадки строительства электростанции составляется план размещения на ней всех необходимых зданий и сооружений. Этот документ, именуемый генеральным планом, содержит следующие разделы и наименования объектов:

А. Здания и сооружения основного производственного назначения:

1. Главный корпус с примыкающими к нему зданиями и площадками для размещения золоуловителей, дымососов и др.
2. Дымовые и вентиляционные трубы.
3. Объекты топливного хозяйства (разгрузочные устройства, галереи конвейеров, дробильный корпус, склад топлива, мазутонасосная станция, газораспределительная станция и др.).
4. Распределительное устройство закрытого или открытого типа.
5. Щит управления, если он располагается в отдельном здании.
6. Сооружения технического водоснабжения (береговые или центральные насосные станции, градирни, брызгальные бассейны, подводящие и отводящие водоводы технической воды).
7. Химводоочистка.
8. Здание ремонтного цеха и мастерских.
9. Золоотвал и пульпопроводы к нему.

Б. Подсобные производственные объекты:

1. Административный объединенный вспомогательный корпус.
2. Склады (материальный, для масел, водородных баллонов и др.).
3. Здания ацетиленовой, кислородной и компрессорной станций.
4. Подъездные железнодорожные и автомобильные пути.

В. Вспомогательные объекты:

1. Локомотивное депо, гараж, пожарное депо.
2. Водоочистные сооружения (отстойники, биологические фильтры и др.).
3. Столовая.
4. Проходная.

Перечень объектов для АЭС дополнительно предусматривает:

1. Хранилища (могильники) твердых и жидких радиоактивных отходов.
2. Склад свежих твэлов.
3. Азотную станцию.
4. Вспомогательный корпус, в котором размещаются различные лаборатории; нижние этажи корпуса отводятся для гардеробов и санпропускников.
5. Вентиляционный центр и спецводоочистка (при размещении их в отдельном здании).

На период строительства электростанции на генплане предусматриваются места для размещения здания администрации строительной организации, мастерских, бетонного завода, монтажно-сборочной площадки, бытовых помещений и др. По окончании строительства эти объекты или ликвидируются, или используются в качестве вспомогательных.

Большинство из перечисленных выше объектов размещается в пределах ограды электростанции. За ограду выносятся золоотвал, резервный и расходный склады торфа, мазутное хозяйство, если емкость его превышает 10 000 м³, объекты технического водоснабжения. Электрические распределительные устройства, насосные станции и хранилища радиоактивных отходов размещаются как внутри, так и вне ограды, но с обязательным местным ограждением.

На перечень и количество объектов генплана влияет тип электростанции, тепловая схема, вид используемого топлива и тип системы водоснабжения. Намеченные к сооружению объекты размещаются на площадке таким образом, чтобы занимаемая территория ТЭС или АЭС была минимально необходимой, без излишних площадей и преувеличенных разрывов между объектами. Если электростанция сооружается очередями, то предусматриваются резервные площади для ее расширения.

Составление генплана начинается с размещения главного корпуса, предопределяющего размещение и компоновку всех других объектов. Главный корпус размещается таким образом, чтобы турбинное отделение было обращено к водному источнику; это обеспечивает минимальную длину водоводов технического водоснабжения. При обратном водоснабжении с градирнями ориентировка главного корпуса определяется удобствами трассировки линий электропередачи, железнодорожных путей и естественными условиями площадки, в частности направлением господствующих ветров. Градирни обычно размещаются со стороны постоянного торца главного здания, ориентировка которого должна быть такова, чтобы постоянный торец был с подветренной стороны.

Расстояние между градирнями и главным корпусом, а также открытым распрестройством не должно быть менее 100 м.

Место для открытого распрестройства отводится обычно со стороны турбинного отделения, а иногда — со стороны постоянного торца главного корпуса. На выбор места влияют два фактора: обеспечение кратчайшей протяженности токопроводов генераторного напряжения и удобство трассировки выводов воздушных линий электропередачи.

Топливоподача и топливное хозяйство размещаются со стороны котельного отделения не ближе чем в 200—250 м от главного корпуса. Минимальное расстояние определяется допустимым углом подъема конвейеров топливоподачи.

Склад свежих твэлов размещается рядом с реакторным помещением. Вентиляционный центр и спецводоочистка размещаются как в главном здании АЭС, так и вне его в отдельных строениях. Это общестанционные объекты, поэтому место для них выбирают или между блоками, или рядом с главным зданием (со стороны реакторного отделения).

Хранилища твердых и жидких радиоактивных отходов не должны быть ближе 500 м от главного здания. Место для них отводится в стороне от дорог общего пользования и других объектов. От главного здания к хранилищам прокладывается прямая автодорога и подземная или надземная трубопроводная галерея, служащая для транспортировки радиоактивных отходов.

Лабораторно-вспомогательное здание АЭС примыкает к постоянному торцу главного корпуса. Параллельно ему располагается административное здание.

Подсобные и вспомогательные объекты ТЭС и АЭС размещаются на генплане таким образом, чтобы обеспечивалась минимальная протяженность железнодорожных и автомобильных путей. Целесообразно размещать их у одного железнодорожного пути с максимальным приближением к парку путей топливного хозяйства. При размещении должны выдерживаться установленные пожарные и санитарные разрывы между отдельными объектами [34].

В целях экономии территории и удешевления строительства применяется совмещение некоторых объектов в общих зданиях или на общих площадках. Так, на мощных современных ТЭС применяется вариант генплана с объединенным вспомогательным корпусом, в котором размещаются почти все вспомогательные объекты; на одной площадке объединяются растопочное мазутное хозяйство и склад масла. Совмещения применяются и на АЭС. Например, в главном корпусе довольно часто располагают склад свежих твэлов, а также спецводоочистку и вентиляционный центр.

Монтажно-сборочная площадка и другие временные объекты размещают со стороны временного торца главного корпуса. Место для них выбирается таким образом, чтобы они не мешали сооружению постоянных объектов.

Территория электростанции благоустраивается. На генплане предусматриваются удобные подъездные пути и тротуары, автобусные остановки и стоянки легковых автомашин, посадки деревьев и цветов, архитектурное оформление малых форм (ограждение, перила, беседки, фонтаны, Доски почета и показателей работы и т. д.).

Место для жилого поселка выбирается за пределами санитарной зоны, с наветренной стороны по отношению к электростанции. Между поселком и электростанцией сооружаются автодорога и тротуар.

Экономическими показателями компоновки генплана являются: удельная площадь застройки (м²/МВт)

$$F_{уд} = F/N, \quad (20.1)$$

коэффициент использования территории (%)

$$k_{тер} = \frac{F_{сум}}{F} 100, \quad (20.2)$$

коэффициент застройки (%)

$$k_{\text{заст}} = \frac{F_{\text{зд}}}{F} 100, \quad (20.3)$$

где F — площадь, заключенная в ограде электростанции, м^2 ; N — установленная мощность электростанции, МВт ; $F_{\text{зд}}$ — площадь, занятая зданиями, м^2 ; $F_{\text{сум}}$ — суммарная площадь, занятая зданиями и сооружениями, м^2 .

20.3. ПРИМЕРЫ КОМПОНОВОК ГЕНПЛАНОВ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

В нашей стране для строящихся серийных ТЭС и АЭС используются типовые проекты генпланов, разработанные Теплоэлектропроектом для разных типов и мощностей электростанций. На рис. 20.1 и 20.2 показаны генпланы конденсационных ТЭС на газомазутном топливе и

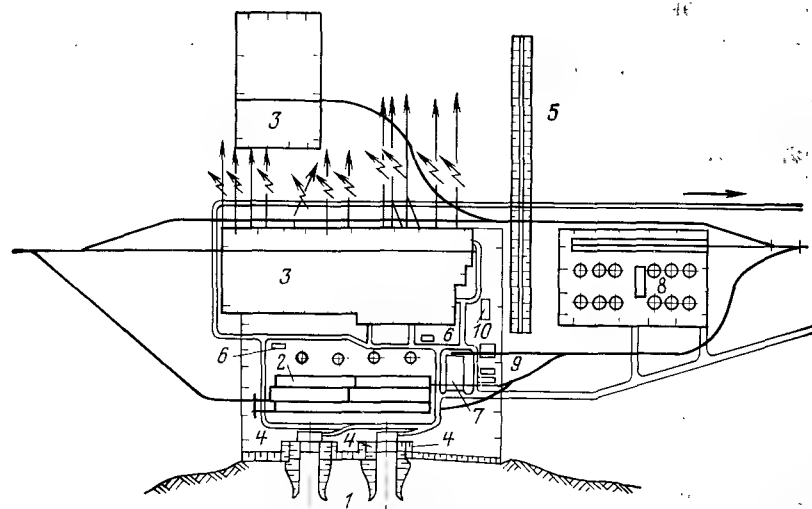


Рис. 20.1. Генплан КЭС с блоками 300 МВт на газомазутном топливе.

1 — водохранилище; 2 — главное здание; 3 — ОРУ; 4 — насосная станция; 5 — отводящий канал; 6 — газораспределительные пункты; 7 — объединенный вспомогательный корпус; 8 — мазутное хозяйство; 9 — склад масла; 10 — пусковая котельная.

угле с блоками 300 МВт, применяемыми для электростанций мощностью 2400 и 3000 МВт с установкой соответственно восьми или десяти блоков.

Главное здание имеет левую компоновку с расположением ОРУ перед постоянным торцом. Имеется вариант генплана с расположением ОРУ перед фронтом турбинного отделения. Вариант этот менее экономичен, так как главное здание необходимо удалять от водохранилища на 300—400 м с соответствующим удлинением коммуникаций технического водоснабжения. Имеется также вариант с размещением ОРУ

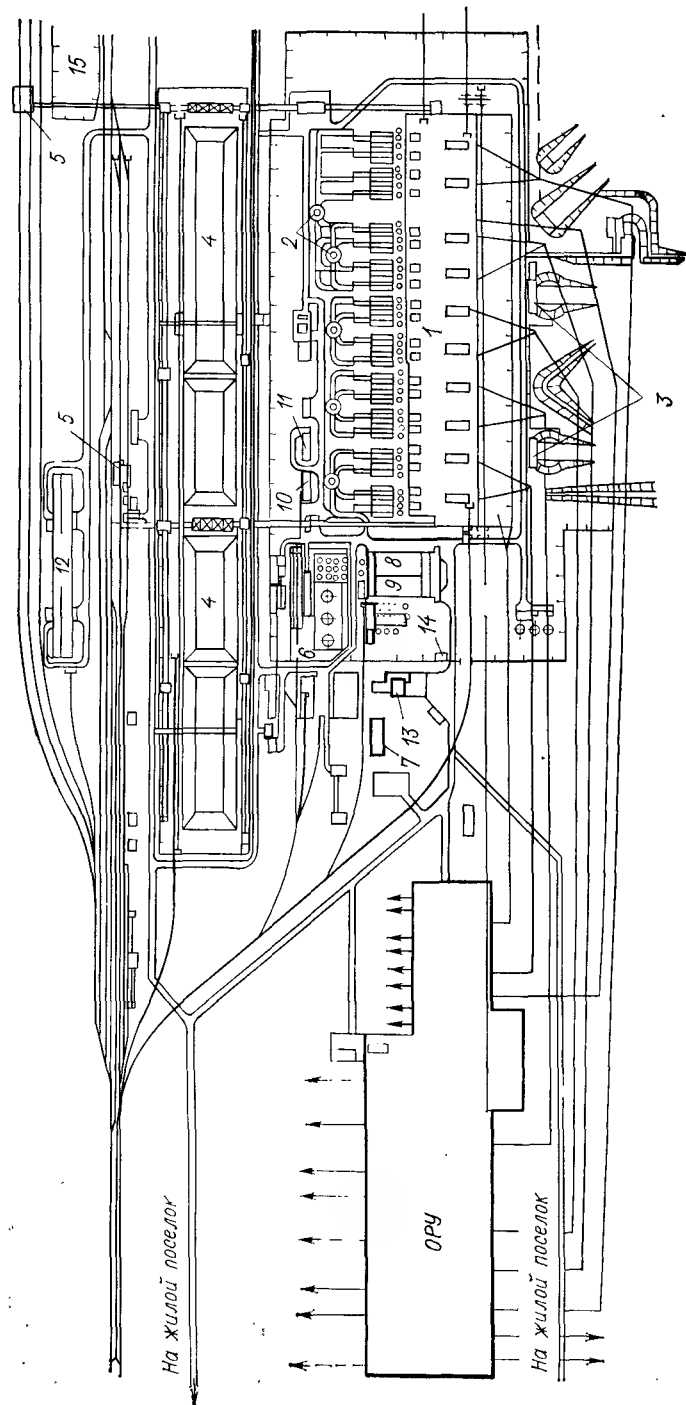


Рис. 20.2. Генплан КЭС с блоками 300 МВт на угле.

1 — главное здание; 2 — дымовые трубы; 3 — насосная станция; 4 — угольный склад; 5 — вагонопроводы; 6 — мазутное хозяйство; 7 — служебный корпус; 8 — центральная мастерская; 9 — химводочистка; 10 — пусковая котельная; 11 — компрессорная станция; 12 — размораживающее устройство; 13 — столовая; 14 — проходная; 15 — склад.

за угольным складом, в котором соединение повышающих трансформаторов с ячейками ОРУ осуществляется через главное здание с использованием в качестве опор дымовых труб.

На рис. 20.3 показан генплан угольной КЭС мощностью 4000 МВт с блоками 500 МВт. Из оригинальных решений генплана можно отметить радиальную форму угольных складов, вынесенных за пределы основной производственной зоны. Все подсобные и вспомогательные объекты размещены на общей площадке перед постоянным торцом главного здания. Коэффициент застройки для данного генплана составляет около 25%.

На рис. 20.4 показаны генпланы ТЭЦ на угле и газомазутном топливе. Особенностью данных генпланов является повышенная компактность размещения объектов, что связано с ограниченностью территории, отводимой для ТЭЦ в черте города. В обоих вариантах применены оборотные системы водоснабжения с градирнями. В одном здании объединены административные службы и другие вспомогательные подразделения. Склад мазута и масел располагается на одной площадке. Трубопроводы пара, горячей воды, мазута и газа прокладываются по территории ТЭЦ на металлических опорах, не препятствующих проезду транспорта под трубопроводами. Коэффициент застройки генплана составляет более 23%.

При компоновке генпланов АЭС используются те же основные решения, что и для ТЭС с изменениями, диктуемыми мерами обеспечения радиационной безопасности. На рис. 20.5, а показан генплан АЭС с совмещенным главным зданием. Ориентировка последнего к источнику водоснабжения и другим объектам такая же, как и для электростанций на органическом топливе. Аналогичным образом решены вопросы размещения ОРУ, административного здания, трассировки подъездных путей и общестанционных трубопроводов. Отдельные здания предусмотрены для таких объектов, как водоподготовка, ремонтный цех, материальный склад, инженерный корпус. В инженерном корпусе размещаются лаборатории (радиохимическая, физическая, металлографическая); нижний этаж корпуса отведен под гардероб. Отдельное помещение спецводоочистки примыкает к реакторному отделению.

На рис. 20.5, б показана компоновка генплана блока АЭС с водяным реактором мощностью 1000 МВт и главным корпусом разомкнутого типа. Реактор со вспомогательным оборудованием и такими объектами, как склад свежих твэлов, хранилища радиоактивных отходов, размещены в здании цилиндрической формы, соединенном галереей с турбинным отделением. За ограду АЭС вынесены ОРУ, азотно-кислородная и ацетиленовая станции, склады масел и дизельного топлива, водоподготовка, материальный склад и некоторые другие объекты.

По условиям обеспечения радиационной безопасности совмещение вспомогательных объектов на АЭС ограничено. В общих зданиях размещаются только такие объекты, которые имеют одинаковую категорию доступности. По доступности все объекты генплана АЭС разделяются на две зоны: строгого режима и свободного доступа («чистую»). К зоне строгого режима относятся реакторные отделения, спецводо-

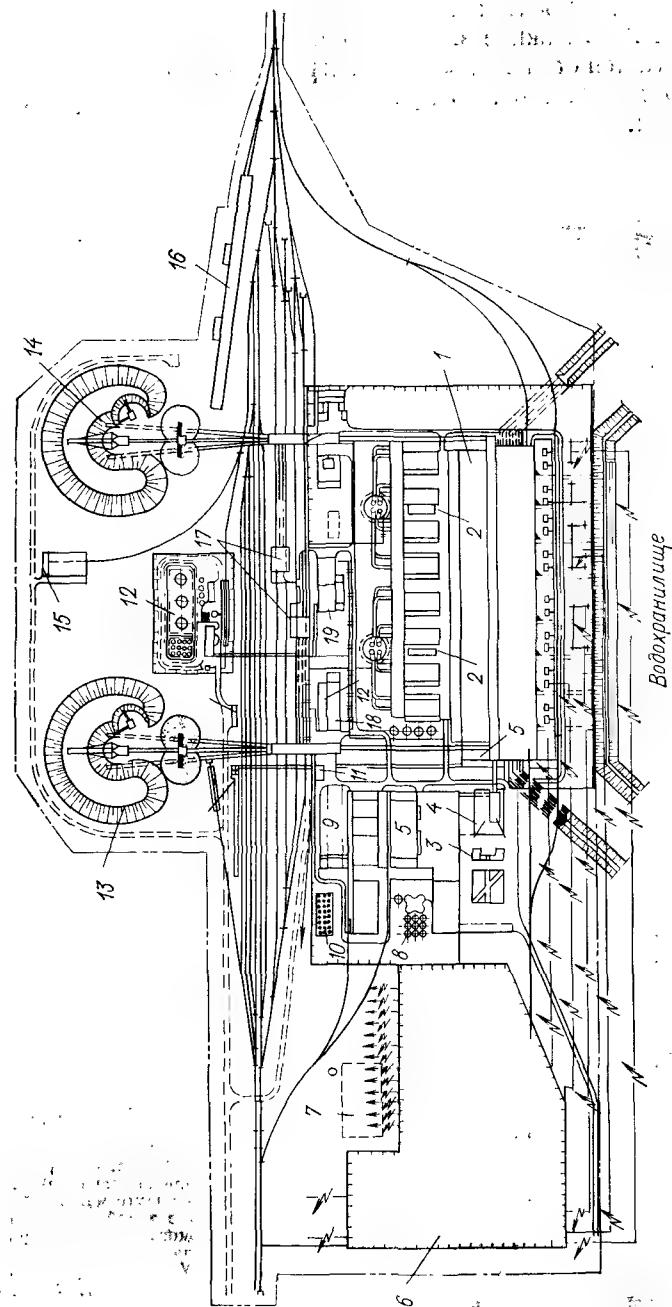


Рис. 20.3. Генплан КЭС на угле мощностью 4000 МВт с блоками 500 МВт.

1 — главное здание; 2 — батареи насосные; 3 — инженерный корпус; 4 — столовая; 5 — объединенный вспомогательный корпус; 6 — ОРУ; 7 — бытовые помещения топливоподачи; 8 — баки химводоочистки; 9 — открытый склад; 10 — ресивер водорода и кислорода; 11 — проходная; 12 — мазуто-масляное хозяйство; 13 — склад угля; 14 — роторный экскаватор; 15 — гараж для топлинотранспортирующих машин; 16 — размораживающее устройство; 17 — вагонопрокатчик; 18 — компрессорная станция; 19 — пусковая котельная.

очистки, хранилища радиоактивных отходов и все другие объекты, где есть источники ионизирующих излучений. Объекты, где источников излучения нет, относятся к чистой зоне.

В генпланах АЭС важное значение придается расположению столовой. Располагается столовая всегда за оградой электростанции, а пища в столовую доставляется из кухни, расположенной за пределами санитарной зоны.

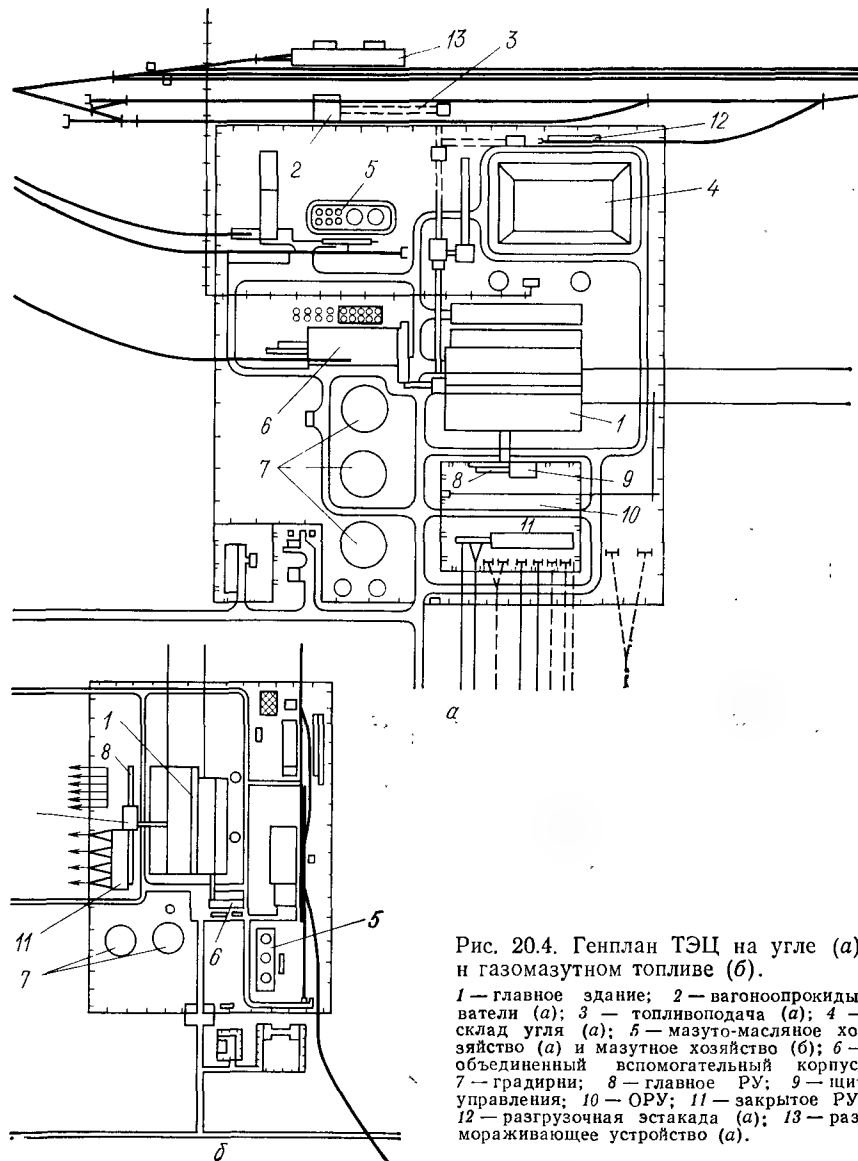


Рис. 20.4. Генплан ТЭС на угле (а) и газомасляном топливе (б).

1 — главное здание; 2 — вагонопрокидыватели (а); 3 — топливоподача (а); 4 — склад угля (а); 5 — мазуто-масляное хозяйство (а) и мазутное хозяйство (б); 6 — объединенный вспомогательный корпус; 7 — градирни; 8 — главное РУ; 9 — щит управления; 10 — ОРУ; 11 — закрытое РУ; 12 — разгрузочная эстакада (а); 13 — размораживающее устройство (а).

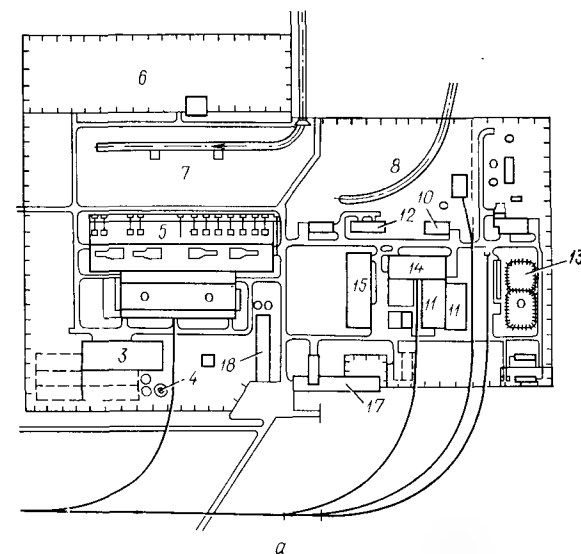


Рис. 20.5. Генплан АЭС с совмещенным (а — АЭС с ВВЭР 2×440 МВт) и разомкнутым (б — АЭС с ВВЭР 2×1000 МВт) главным зданием.

1 — турбинный зал; 2 — реакторное отделение; 3 — спецкорпус; 4 — вентиляционная труба; 5 — открытая установка трансформаторов; 6 — ОРУ; 7, 8 — подводящий и сбросной каналы; 9 — насосные станции водоснабжения; 10 — пусковая котельная; 11 — химводоочистка; 12 — помещение дизель-генераторов; 13 — мазутное хозяйство; 14 — материальный склад; 15 — центральные ремонтные мастерские; 16 — объединенный вспомогательный корпус; 17, 18 — административный и санитарно-бытовой корпуса; 19 — инженерный корпус.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**21.1. ОБЩИЕ ЗАДАЧИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

Нормальная эксплуатация электростанций начинается с подписания приемочного акта государственной комиссией. После окончания монтажных работ и до подписания акта проводятся пробные пуски оборудования, во время которых выявляются и устраняются различные дефекты и недоделки. В этот период, продолжающийся от нескольких недель до нескольких месяцев, электростанция считается находящейся в пробной эксплуатации; заканчивается данный период 72-часовой работой с полной нагрузкой. При отсутствии неполадок электростанция принимается в нормальную эксплуатацию.

Пробную эксплуатацию организует персонал наладочной организации подрядчика монтажных работ с участием штатного персонала электростанции. В необходимых случаях привлекаются представители заводов — изготовителей оборудования.

Эксплуатация электростанций предусматривает выполнение следующих основных задач [38]:

- обеспечение бесперебойного энергоснабжения потребителей и надежной работы оборудования;

- поддержание нормального качества отпускаемой энергии — частоты и напряжения электрического тока, давления и температуры пара и горячей воды.

- выполнение диспетчерского графика нагрузки и плановой выработки энергии;

- обеспечение проектных технико-экономических показателей отдельных агрегатов и электростанции в целом.

Организационная работа по выполнению указанных выше задач включает в себя: подготовку персонала, обеспечение всех должностных мест производственными инструкциями, проведение испытаний оборудования, разработку основных режимов агрегатов и блоков, составление графиков ремонта оборудования и организацию проведения ремонтов, обеспечение запасными частями и материалами. В процессе эксплуатации решаются вопросы замены узлов оборудования и целых агрегатов, усовершенствование оборудования и схем на основе новых научно-технических достижений.

Подготовка дежурного персонала проводится на рабочих местах под руководством опытных работников. На вновь пускаемых электростанциях подготовка начинается еще в период строительства и организуется на однотипных действующих электростанциях. В период подготовки обучаемый работник знакомится с устройством оборудования, схемами, порядком оперативных действий и правилами техники безопасности в объеме, предусмотренном должностной инструкцией, сдает экзамен специальной комиссии и работает дублером в течение нескольких недель. При положительных результатах обучения дежурный персонал допускается к самостоятельной работе.

На электростанциях ведется систематическая работа по повышению профессионально-технического уровня персонала посредством организации циклов лекций, школ передового опыта, экскурсий на другие электростанции и т. д.

Работа дежурного персонала регламентируется оперативными документами в виде *должностных инструкций*, в которых изложены права и обязанности каждого работника, дается описание оборудования и схем, указывается порядок оперативных действий при пусках и остановках оборудования в нормальных и аварийных условиях. На каждое рабочее место составляется отдельная инструкция.

Испытания оборудования проводятся с разными целями. По результатам испытаний определяются энергетические характеристики оборудования (КПД, производительность, потери энергии и т. д.), разрабатываются наивыгоднейшие режимы работы агрегатов и блоков, а также рекомендации по наладке и усовершенствованию оборудования и схем; даются оценки конструкционным усовершенствованиям и качеству выполняемых ремонтов.

Первые испытания проводятся после ввода агрегата или блока в работу и именуются *приемо-сдаточными*. На основе их проверяются гарантийные характеристики вновь устанавливаемого оборудования. В дальнейшем испытания проводятся в случаях перехода на другое топливо, при систематических отклонениях характеристик оборудования от гарантийных; при внесении конструктивных изменений в оборудование или схемы, а также до и после капитальных ремонтов.

По результатам испытаний предъявляются претензии заводам — изготовителям оборудования, если его характеристики не соответствуют гарантийным; разрабатывается режимная документация, обеспечивающая наивыгоднейшие режимы работы оборудования при переходе на новый вид топлива; оценивается качество ремонтов посредством сопоставления характеристик оборудования до ремонта и после него. Результаты испытаний позволяют прямо или косвенно (на основании анализа полученных данных) установить причину отклонений характеристик оборудования от гарантийных¹ и наметить пути устранения этих отклонений.

Несложные кратковременные испытания проводятся персоналом соответствующих цехов с привлечением работников других служб и отделов. Для проведения сложных испытаний, таких, например, как приемо-сдаточные и наладочные, приглашаются специализированные организации.

21.2. ОРГАНИЗАЦИЯ РЕМОНТА ОБОРУДОВАНИЯ

Надежная, бесперебойная и длительная работа оборудования электростанций обеспечивается системой планово-предупредительных ремонтов (ППР), состоящей в том, что оборудование выводится в ремонт в определенной последовательности, задолго до его возможного останова из-за износа или неисправности.

Ремонты подразделяются на капитальные и текущие. Проводятся они на остановленном оборудовании, при отключении всех соедине-

тельных линий по пару, воде и электроэнергии от работающих агрегатов. Оборудование АЭС, являющееся источником ионизирующего излучения, ремонтируется только после дезактивации и выдержки, когда уровень излучения снизится до безопасного значения.

Особыми видами ремонтов, не входящих в систему ППР, являются послеаварийные и восстановительные. Последние проводятся после длительного простоя оборудования в резерве или при повреждениях в результате стихийных бедствий.

Капитальный ремонт (КР) предусматривает проведение полной ревизии агрегатов или блоков с подробным осмотром и анализом состояния отдельных устройств и механизмов; устранение обнаруженных дефектов узлов и деталей путем их замены или восстановления. В период капитальных ремонтов выполняются наиболее крупные мероприятия по модернизации и усовершенствованию оборудования.

Капитальный ремонт основного оборудования проводится один раз в 2—3 года.

Текущий ремонт (ТР) предусматривает меньший объем работ, чем капитальный. Ремонтируются только те элементы оборудования, дальнейшая эксплуатация которых может существенно понизить надежность и экономичность основных агрегатов или блоков. Типичными работами, выполняемыми при текущих ремонтах, являются: чистка поверхностей нагрева котлов, трубок конденсаторов, маслоохладителей и других теплообменников, замена шаровой загрузки, бил и брони мельниц, устранение протечек и парений в арматуре, выполнение мелких реконструкционных работ. Текущие ремонты планируются с учетом интенсивности износа или загрязнения отдельных устройств и механизмов. Период между текущими ремонтами составляет несколько месяцев. На электростанциях ведется систематическая работа по увеличению межремонтных сроков посредством повышения качества ремонтов, внедрения передовых методов труда и повышения культуры эксплуатации. С этой же целью практикуется проведение *расширенных текущих ремонтов* (РТР).

Период времени между двумя капитальными ремонтами именуется ремонтным циклом. Структура цикла определяет чередование ремонтов. Например, для блоков высокого и сверхвысокого давления на твердом топливе 2-летний ремонтный цикл имеет следующую структуру:

КР — ТР₁ — ТР₂ — ТР₃ — РТР — ТР₄ — ТР₅ — ТР₆ — КР.

Ремонтный цикл планируется на основе данных о ресурсе работы различных устройств и механизмов, которые накапливаются в процессе эксплуатации однотипных электростанций. На АЭС ремонтный цикл совмещается по времени с циклом использования топлива; КР планируются в те же сроки, что и перегрузка реактора.

Длительность простоя агрегата или блока в ремонте определяется объемом планируемых работ. Для разных по конструкции агрегатов и блоков КР продолжается от 25 до 40 сут, ТР — 18—20 сут, РТР — до 37 сут. В течение года суммарный простой в ремонте составляет от

35 до 56 сут. Первый КР проводится не позднее 18 мес после ввода агрегата или блока в работу.

Организация ремонтов на электростанциях складывается из следующей последовательности работ.

До начала года составляется календарный график КР и ТР всего оборудования на будущий год.

Не менее чем за месяц до начала ремонта составляется ведомость объема по данному объекту. На основе ведомости подаются заявки на запасные части и материалы. В дальнейшем ведется контроль за их получением через отдел снабжения или изготовлением в мастерских электростанции.

Перед началом ремонта составляется план-график выполнения работ с предполагаемой расстановкой рабочих бригад по участкам.

Комплектуются ремонтные бригады. Проводится инструктаж персонала по особенностям выполнения работ и технике безопасности.

Выполняются запланированные работы. По окончании проводится приемка отремонтированного оборудования с оценкой качества работ.

При составлении календарного графика предусматривается одновременность вывода в ремонт котлов и турбин примерно равной мощности. Ремонты оборудования ТЭЦ планируются на теплое время года. В энергосистемах с мощными гидроэлектростанциями ремонты оборудования ТЭС и АЭС намечаются на многоводный период. Наиболее крупные агрегаты и блоки ремонтируются в месяцы наименьших нагрузок.

Ремонт оборудования электростанций выполняется персоналом соответствующих цехов или специализированными ремонтными организациями, создаваемыми в энергосистемах. Последние выполняют централизованный ремонт на всех электростанциях энергосистемы. В настоящее время это наиболее эффективная форма организации ремонтов. Специализированные организации оснащаются новейшим ремонтным оборудованием и инструментами; в них создаются кадры высококвалифицированных рабочих и инженеров. Благодаря специализации повышается качество выполняемых ремонтов, сокращаются сроки работ и их стоимость.

Перед началом работ по ремонту оборудования выписывается наряд, в котором перечисляются намеченные работы и сроки их выполнения, указываются мероприятия, которые должны быть выполнены по обеспечению техники безопасности. На ТЭС наряд подписывает начальник соответствующего цеха, а на АЭС кроме него еще и начальник дозиметрической службы.

При проведении ремонтов на АЭС предусматриваются дополнительные мероприятия по предупреждению облучения ремонтного персонала. Оборудование, являющееся источником ионизирующего излучения, перед ремонтом дезактивируется путем обмыва поверхностно-активными жидкостями и водой. Если уровень излучения после дезактивации высок, то до начала работ делается выдержка в течение нескольких суток для спада радиоактивности. На рабочих местах организуются дозиметрические посты с задачей контроля уровня излучения и предупреждения облучения персонала выше допустимой

дозы. Работы выполняются в специальной экипировке, состоящей из комплекта белья, обуви, головного убора и перчаток. При работе в помещениях, где возможно образование радиоактивных аэрозолей или пыли, в комплект экипировки включаются фильтры-лестки, а в необходимых случаях пневмокостюмы, воздух в которые подается компрессором из чистого помещения. Все лица, занятые на ремонте, снабжаются индивидуальными дозиметрами.

После окончания капитального ремонта оборудование принимается комиссией, возглавляемой главным инженером электростанции. При приемке из текущего ремонта комиссию возглавляет начальник цеха. Комиссия проверяет выполнение предусмотренного объема работ, состояние отдельных устройств и механизмов, тепловой изоляции, окраски и пр. По окончании осмотра оборудование проверяется на ходу в течение 24 ч. Проводятся балансовые испытания агрегатов и блоков с определением КПД и других эксплуатационных характеристик. По результатам осмотра и испытаний дается оценка качества выполненного ремонта.

21.3. РЕЖИМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ АГРЕГАТОВ И БЛОКОВ

Основными режимами агрегатов и блоков являются: режим пуска и остановки, работа под нагрузкой, нахождение в резерве. По каждому из названных режимов даются рекомендации заводами — изготовителями оборудования, на основе которых персонал электростанций разрабатывает местные должностные инструкции по эксплуатации.

Пуск агрегатов и блоков. Режим пуска представляет собой систему последовательных операций, проводимых непосредственно персоналом или автоматическими устройствами. Основное внимание при пуске уделяется равномерному прогреву оборудования и соблюдению допустимых скоростей роста температур наиболее ответственных элементов (барабанов и коллекторов паровых котлов, цилиндров и роторов турбин, паропроводов). Для современных агрегатов и блоков пуск является сложной и ответственной операцией, требующей повышенного внимания персонала и четких безошибочных действий. По времени операция пуска складывается из таких этапов: подготовка к пуску, пуск, включение в работу, набор нагрузки.

Подготовка к пуску заключается в проверке закрытия и сдачи всех нарядов на ремонт, подробном осмотре всего агрегата или блока, проверке исправности приборов и действия автоматических систем, приведении в пусковое положение схем, органов управления и защитных устройств.

При подготовке к пуску паровых котлов выполняются такие операции, как заполнение котлов водой, закрытие люков на газоходах и их вентиляция дымососами, проверка действия предохранительных клапанов и водоуказательных приборов, установка в соответствующее положение арматуры пусковой схемы. Делаются отметки положения реперов контроля расширения барабанов и коллекторов, проверяется возможность подачи пара от соседнего котла для разогрева водопарового тракта.

Перед пуском реакторов АЭС циркуляционные контуры заполняются теплоносителем, уточняется запас реактивности, проверяется действие стержней регулирования и защиты. Затем производится разогрев контура до температуры около 100–150° С с одновременным подъемом давления. Температура теплоносителя повышается за счет работы электроподогревателей или (на ВВЭР-210) работы циркуляционных насосов, пускаемых с этой целью. Время разогрева от 40 до 100° С составляет 4–6 ч.

При подготовке к пуску турбин проверяется действие автоматов безопасности, состояние масляной системы и опробование резервных масляных насосов; легкость перемещения регулирующих и стопорных клапанов, исправность валоповоротного устройства. Производится прогрев подводящих паропроводов посредством подачи в них пара. Далее включается валоповоротное устройство и дается пар на прогрев проточной части и корпусов турбины.

Пуск — это операция приведения агрегата в действие и прогрев его элементов до рабочей температуры.

Пуск (растопка) паровых котлов начинается с зажигания растопочного топлива и создания в топке устойчивого факела. При растопке принимаются меры защиты пароперегревателя от пережога: на барабанных котлах — пропуском пара от постороннего источника, а на прямоточных котлах — прокачкой воды через циркуляционную систему в количестве до 30% номинального расхода и охлаждением собственным паром из расширителя. В начале подъема давления производится крепление всех фланцевых соединений, которые до пуска ремонтировались. Контролируется равномерность расширения коллекторов и барабанов по имеющимся реперам. При достижении тепловой нагрузки топки, равной 30% номинальной, начинается переход на основное топливо. Пускаются мельницы и другое оборудование пылесистем, подается топливо на рабочие горелки. К концу пуска давление в выходном паропроводе доводится до номинального.

Пуск реакторов АЭС начинается с извлечения регулирующих стержней и доведения активной зоны до критического состояния. После начала цепной реакции поддерживается такой уровень мощности, который обеспечивает прогрев реактора и всего контура с допустимой скоростью роста температуры. Контроль за нарастанием мощности ведется с помощью пусковых, а затем рабочих ионизационных камер. При достижении температуры теплоносителя 60–70% номинальной начинается пуск второго контура: подается пар на прогрев ПГ и паропроводов, пускаются подпиточные и питательные насосы, подается пар к турбинам.

Пуск турбин начинается с подачи пара через регулирующие клапаны и трогания ротора. Прогрев турбины ведется с постепенным возрастанием расхода пара и числа оборотов ротора с таким расчетом, чтобы скорость роста температуры не превышала допустимую для данного типа турбины. К концу прогрева обороты ротора доводятся до номинального значения.

Пуск блочных установок производится с использованием пусковых схем. Этот вопрос рассматривается отдельно в § 21.4.

Включение в работу и набор нагрузки является заключительной операцией. Паровые котлы включаются в общий паропровод при равенстве давлений в выходной камере пароперегревателя и паропроводе. После включения начинается набор нагрузки посредством увеличения подачи топлива и воздуха и включения дополнительных горелок.

Для ядерного реактора переход от пуска к включению не имеет четкой границы. Для двухконтурных АЭС этот момент начинается с пуска питательных насосов второго контура, после чего тепловая нагрузка интенсивно возрастает. Набор нагрузки реактора осуществляется изменением положения стержней регулирования.

Для турбины включение в работу считается с момента синхронизации генератора с сетью и включения соединительного выключателя. Набор нагрузки турбины производится открытием регулирующих клапанов.

Скорость набора нагрузки для всех типов агрегатов регламентируется по времени заводскими инструкциями.

Режим пуска и последовательность отдельных операций для парового котла и блока показаны на рис. 21.1, а, б.

Режим работы под нагрузкой. Этот режим организуется таким образом, чтобы обеспечивались высокие технико-экономические показатели агрегатов (блоков) и электростанции в целом при обязательном выполнении графика нагрузки и плановой выработки энергии

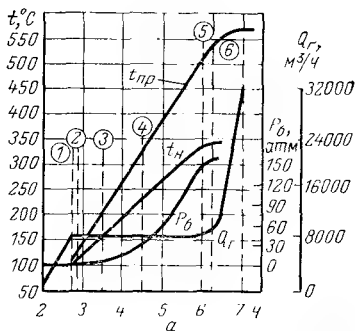
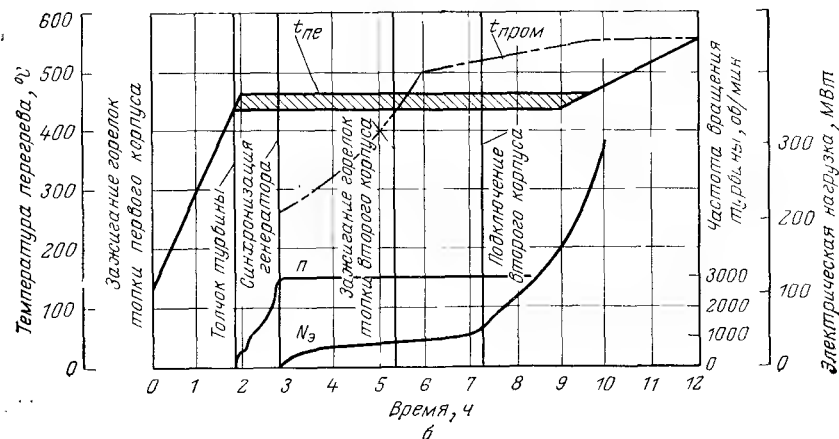


Рис. 21.1. Режимы пуска агрегата и блока из холодного состояния.

а — котел ТГМ-96; 1 — розжиг горелок; 2 — закрытие воздушников; 3 — закрытие дренажей радиационного пароперегревателя; 4 — продувка экранов; 5 — подключение к паровой магистрали; 6 — набор нагрузки; б — пуск дублирующего блока мощностью 300 МВт.



установленного качества по параметрам пара, напряжению и частоте электрического тока.

Высокие технико-экономические показатели достигаются в том случае, если каждому значению нагрузки агрегата или блока соответствуют оптимальные значения таких показателей, как температура питательной воды, расход охлаждающей воды, соотношения подачи топлива и воздуха в топку, нагрузки электродвигателей механизмов собственных нужд, состав дымовых газов и другие параметры, определяющие в конечном итоге тепловые потери и КПД агрегатов. По вопросам ведения экономичных режимов персонал руководствуется оперативными документами в виде *режимных карт* (паровых котлов), *и паровых характеристик и диаграмм режимов* (для турбин и блоков) составляемых по данным испытаний оборудования. В этих документах указываются нагрузки основных агрегатов и блоков и соответствующие им оптимальные значения всех других контролируемых показателей. Ниже дан пример режимной карты для парового котла. Паровые характеристики и диаграммы режимов турбин и блоков приведены в гл. 11.

Установленное на электростанции основное оборудование не всегда бывает однотипно и равноэкономично. Это учитывается при распределении заданной нагрузки электростанции между параллельно работающими агрегатами или блоками. Метод наивыгоднейшего распределения нагрузок излагается в гл. 11.

Остановка агрегатов и блоков. В условиях эксплуатации остановки бывают нормальными и аварийными. Нормальная остановка производится в соответствии с графиком нагрузки по распоряжению диспетчера или дежурного инженера; аварийная остановка — при возникновении неисправности оборудования или аварии во внешних электрических сетях.

При нормальной остановке агрегат или блок постепенно разгружается, затем отключается и далее расхолаживается с определенной скоростью понижения температуры, рекомендуемой заводом — изготовителем оборудования.

Отключение котла осуществляется закрытием задвижки на главном паропроводе, выполняемом сразу же после прекращения подачи топлива и воздуха в топку. Охлаждение барабанов, коллекторов и обмуровки обеспечивается работой дымососов, подпиткой котла водой с одновременным дренированием пароводяного тракта.

Отключение турбин проводится после отключения генератора от сети закрытием регулирующих, а затем и стопорных клапанов. После остановки ротора включается валоповоротное устройство, продолжающее вращать ротор для предотвращения его прогиба при остывании. В течение всего времени остановки и расхолаживания в конденсаторе поддерживается нормальный вакуум.

Реакторы АЭС останавливают посредством введения регулирующих стержней и стержней защиты в активную зону, а при борном регулировании — путем подачи раствора бора в теплоноситель. Расхолаживание реактора производится прокачкой теплоносителя и отводом тепла через технологические конденсаторы. На некоторых АЭС для отвода

Величина, размерность	Показания приборов			
Нагрузка котла, т/ч	300	340	380	420
Нагрузка электродвигателей, А:				
вентиляторов	44	46	66	—
1-я скорость	—	—	—	78
2-я скорость	—	—	—	—
дымососов:	111	115	119	—
1-я скорость	—	—	—	125
2-я скорость	—	670	720	—
мельничного вентилятора				
Давление воздуха, Па:	135	165	200	235
за дутьевым вентилятором		90—100		
в коробе первичного воздуха				
Разрежение в топке, Па	—	40	—	—
Разрежение перед дымососом, Па	210	240	270	300
Температура пара за пароперегревателем (при отключенных впрысках), °С	540	560	680	600
Температура уходящих газов, °С	120	124	128	133
Содержание O ₂ за пароперегревателем, мг/м ³	6,0	5,4	4,9	4,1
Число работающих горелок	12	14	14	16

тепла предусматриваются специальные установки расхолаживания с насосами и теплообменниками, охлаждаемыми технической водой.

При аварийной остановке снятие нагрузки происходит мгновенно или в очень короткое время. В условиях эксплуатации бывают случаи, когда сброс нагрузки происходит по не зависящим от агрегата или блока причинам, например при авариях во внешней электрической сети. Для того чтобы агрегат или блок в таких случаях не отключался и не останавливался, аварийная защита дополняется блокировкой, удерживающей агрегат или блок в режиме холостого хода. Это позволяет быстро набрать нагрузку после устранения внешнего повреждения.

Режим резерва агрегатов и блоков. Агрегаты и блоки выводятся в резерв при избытке мощности в системе. Время нахождения в резерве может быть длительным или кратковременным. При остановке в длительный резерв (несколько суток, недель) оборудование расхолаживается и консервируется, а при останове в кратковременный резерв (несколько часов) — поддерживается в горячем состоянии.

Режим горячего резерва котлов поддерживается на растопочном топливе при слабой циркуляции воды и небольшой выработке пара. Для турбин горячий резерв обеспечивается работой на холостом ходу или в двигательном режиме, когда генератор не отключается от сети и работает как двигатель.

21.4. ПУСКОВЫЕ СХЕМЫ БЛОКОВ

Пуск блоков из холодного состояния проводится на скользящих параметрах при непрерывном нарастании выработки пара с одновременным повышением давления и температуры. Прогрев паропроводов,

а затем и турбин начинается сразу же после растопки котлов. При достижении давления пара перед турбиной 1,5—2,5 МПа производится толчок ротора и постепенное повышение числа оборотов до номинального. Затем генератор синхронизируется и включается в сеть; после этого начинается постепенный набор нагрузки.

В течение перечисленных выше операций параметры пара непрерывно нарастают и достигают рабочих значений при нагрузке блока 15—30% номинальной. Пуск на скользящих параметрах выгоднее раздельного: в 1,5—2 раза сокращается время пуска и на 30—40% снижается расход топлива на пусковую операцию.

Режим пуска блока обеспечивается комплексом дополнительного оборудования, состоящим из сепараторов, расширителей, РОУ, БРОУ. Это оборудование вместе с трубопроводами и арматурой образует вспомогательную «пусковую» схему, которая хотя и именуется пусковой, однако используется и при остановках блока и при аварийном сбросе нагрузки. Многоцелевое назначение схемы обуславливает некоторые специфические требования к ней. Схема должна обеспечивать следующее:

- а) пуск блока из любого теплового состояния в минимальное время с соблюдением режима прогрева оборудования;
- б) простоту пуска и остановки при минимальном количестве отдельных операций. Возможность выполнения их с помощью автоматических устройств;
- в) удержание блока при сбросе нагрузки в режиме холостого хода или нагрузки собственных нужд;
- г) поддержание во время пуско-остановочных операций нормального водного режима блока;
- д) поддержание заданного давления в топочных экранах, а при пуске дубль-блоков — возможность отключения одного из корпусов;
- е) экономичность пуско-остановочных операций с минимальными расходами топлива и потерями конденсата.

Необходимость в пусковых схемах возникла по времени вместе с применением на ТЭС прямоточных котлов. В дальнейшем схемы совершенствовались в связи с применением на ТЭС вторичного перегрева пара и необходимостью обеспечения нормального теплового состояния этого тракта при всех режимах эксплуатации. В настоящее время все блочные ТЭС оборудуются пусковыми схемами независимо от типа котлов.

На ТЭС нашей страны и за рубежом применяются два основных варианта пусковых схем: с встроенным сепаратором и с выносным сепаратором (рис. 21.2). В обоих вариантах схемы на паропроводе перед пароперегревателем устанавливается встроенная задвижка ВЗ. Перед задвижкой имеется отвод с дроссельным клапаном Др-1, по которому пароводяная смесь из топочных экранов направляется в сепаратор, служащий для отделения пара от воды. С помощью встроенной задвижки и клапана в экранах при пуске и остановке поддерживается рабочее давление.

В схеме с встроенным сепаратором весь отделившийся в нем пар направляется в пароперегреватель, что требуется для охлаждения металла

трубок. После перегревателя часть пара подается через РОУ в холодную линию промежуточного пароперегревателя, а избыток сбрасывается через БРОУ в конденсатор или деаэрактор. Встроенные сепараторы устанавливаются на каждом из паропроводов и рассчитываются на полное рабочее давление пара.

В схеме с выносным сепаратором пароперегреватель охлаждается пароводяной смесью, пропускаемой через байпас встроенной задвижки. Пар из сепаратора направляется в деаэрактор, а отсепарированная вода — в конденсатор. Выносные сепараторы устанавливаются по одному на котел независимо от количества потоков между испаритель-

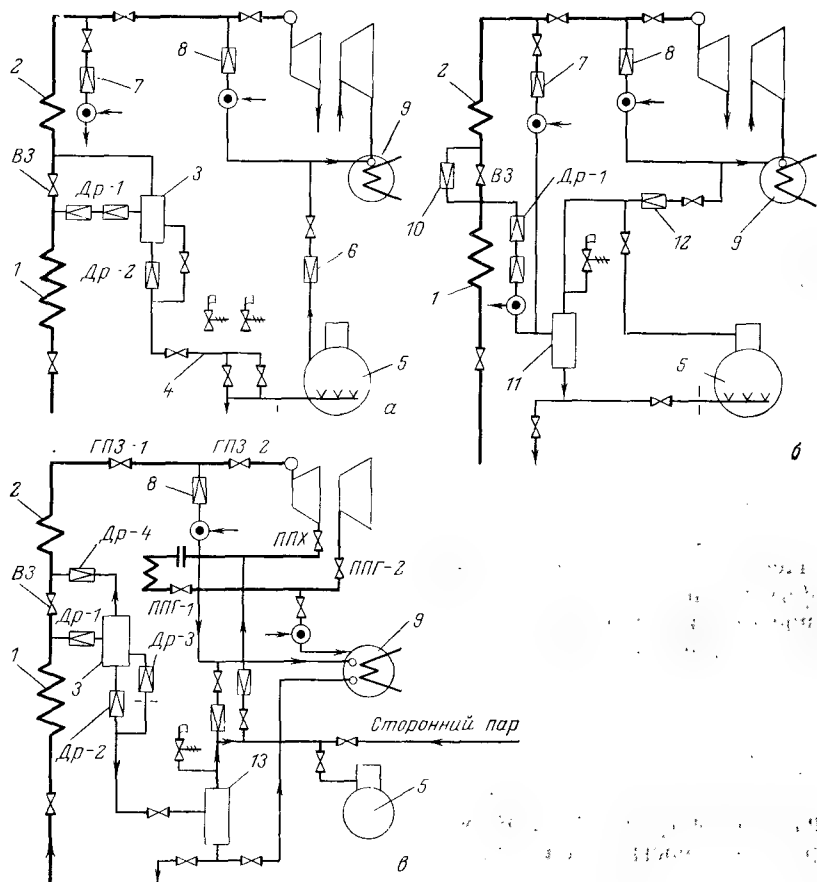
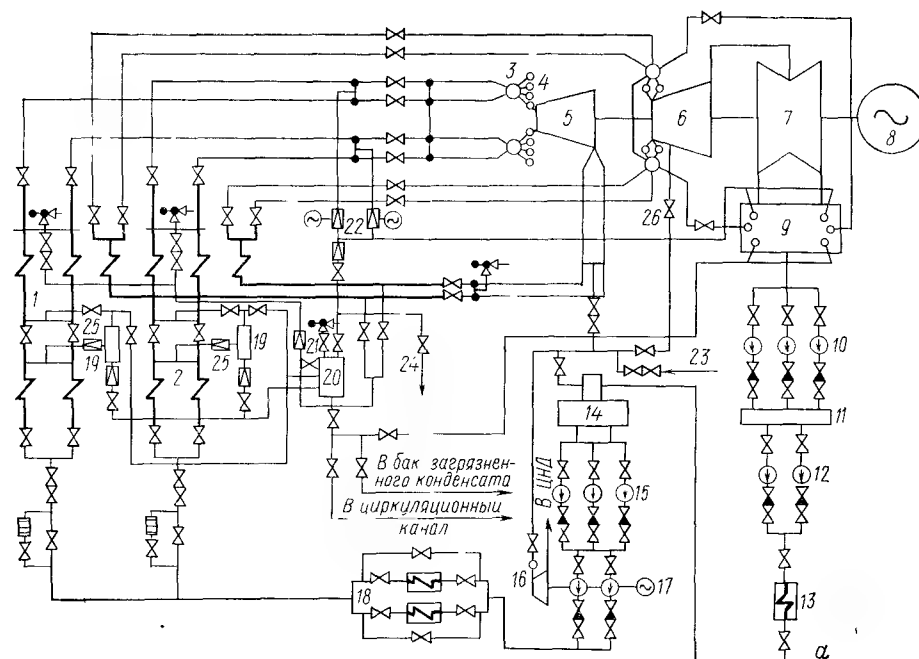


Рис. 21.2. Принципиальные пусковые схемы блоков с встроенным сепаратором (а), с выносным сепаратором (б), усовершенствованная схема (в).

1 — парогенерирующий тракт; 2 — выходная часть пароперегревателя; 3 — встроенный сепаратор; 4 — коллектор; 5 — деаэрактор; 6 — клапан сброса избытка пара из деаэрактора; 7 — РОУ; 8 — БРОУ; 9 — конденсатор турбины; 10 — байпас встроенной задвижки; 11 — выносной сепаратор; 12 — клапан сброса пара из сепаратора; 13 — растопочный расширитель; ВЗ — встроенная задвижка; Др-1, Др-2, Др-3, Др-4 — дроссельные клапаны на трубопроводах сепараторов; ГПЗ-1, ГПЗ-2 — главные паровые задвижки; ППХ, ППГ — холодные и горячие паропроводы промежуточного перегрева пара.

ной частью и пароперегревателем. Расчетное давление в сепараторах не превышает 2,0 МПа.

Таким образом, рассматриваемые варианты схем отличаются способом охлаждения пароперегревателя, конструкцией и числом сепараторов и использованием отсепарированной воды и пара. По многим признакам схема с встроенным сепаратором предпочтительней. Она проще по устройству, надежнее обеспечивает температурный режим пароперегревателя и экономичнее, поскольку позволяет осуществлять



а — пусковая схема дубли-блока; 1, 2 — корпуса котла; 3 — стопорные клапаны; 4 — регулирующие клапаны; 5 — ЦВД; 6 — ЦСД; 7 — ЦНД; 8 — генератор; 9 — конденсатор; 10—12 — конденсатные насосы первой и второй ступеней; 11 — конденсатоочистка; 13 — ПНД; 14 — деаэрактор; 15 — предвключенные питательные насосы; 16 — питательный турбоинсос; 17 — питательный электронасос; 18 — ПВД; 19 — встроенный сепаратор; 20 — расширитель; 21 — РОУ; 22 — БРОУ; 23 — пар от магистрали 1,3 МПа; 24 — пар на ПВД; 25 — дроссельный клапан; 26 — обратный клапан с гидроприводом; б — пусковая схема моноблока; 1 — встроенный сепаратор; 2 — встроенная задвижка; 3 — дроссельный клапан; 4, 5 — впрыскивающие парохладители; 6 — главная паровая задвижка; 7 — БРОУ; 8 — впрыскивающий парохладитель на линии промпарегрева; 9 — паровой байпас; 10 — растопочный расширитель.

Рис. 21.3. Пусковые схемы блоков с прямоточными паровыми котлами.

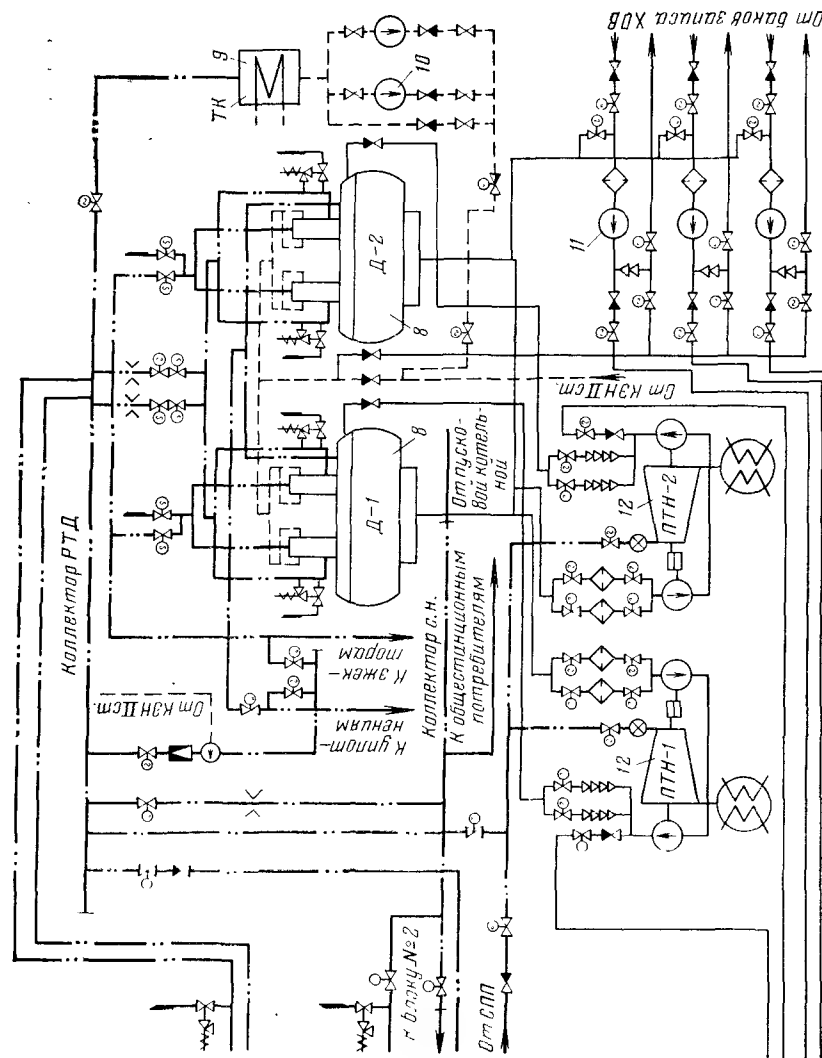
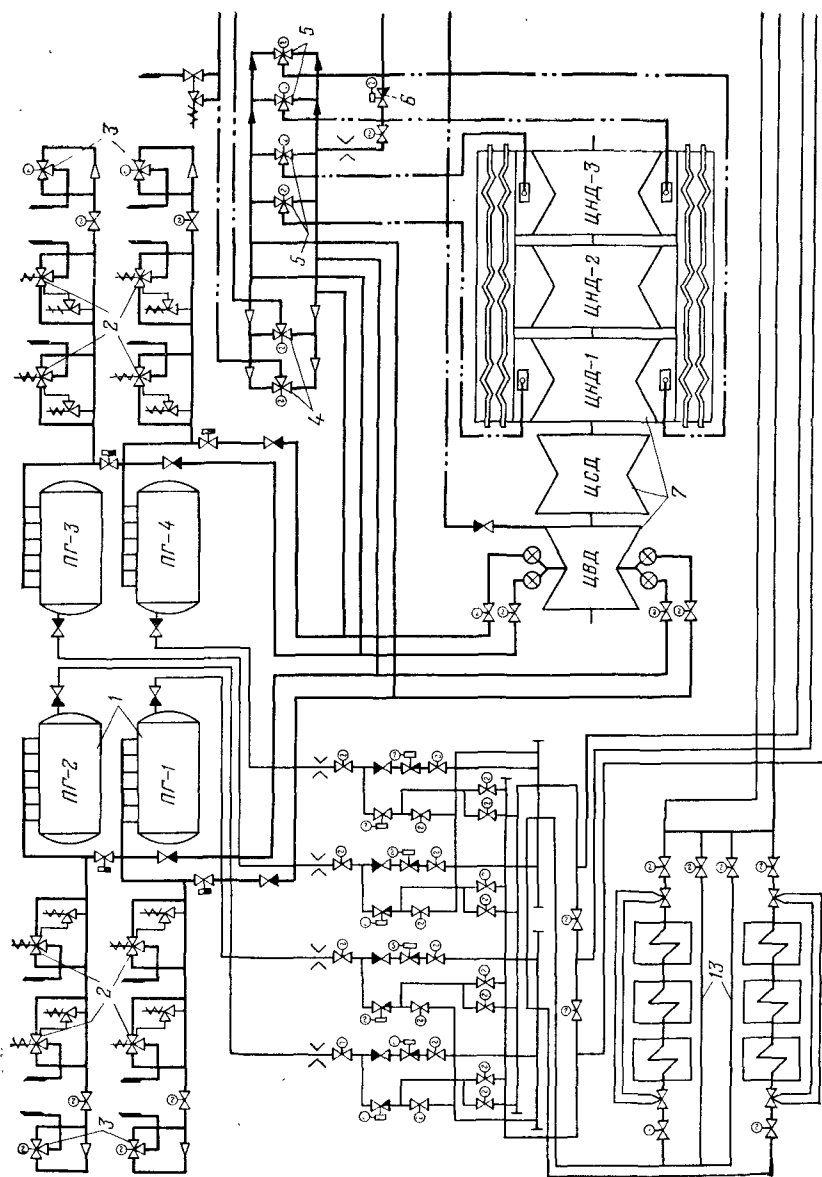


Рис. 21.4. Пусковая схема блока АЭС с реактором ВВЭР-1000.

1 — парогенератор; 2 — предохранительные клапаны; 3 — БРУ-А; 4 — БРУ-РТД; 5 — РУ-ТК; 6 — вентиль; 7 — турбина; 8 — деаэрагор; 9 — технологический конденсатор; 10 — дренажные насосы; 11 — подпиточные насосы второго контура; 12 — питательные турбонасосы; 13 — подогреватели высокого давления.

пуск в более короткое время и с меньшей потерей пара и конденсата. Схема позволяет вести пуск как в сепараторном, так и в прямоточном режимах без включения сепаратора, что бывает целесообразно при пусках блоков из горячего состояния.

На современных блоках применяется усовершенствованный вариант схемы со встроенным сепаратором (рис. 21.2, *в*), в котором предусмотрен дополнительный клапан *Др-4*, позволяющий регулировать давление в сепараторе, что особенно важно в начале пуска для повышения эффекта сепарации. На линиях сброса воды установлены расширители, пар из которых направляется в деаэраторы. За счет перечисленных усовершенствований практически все тепло при пуске утилизируется в тепловой схеме блока.

На рис. 21.3 показаны пусковые схемы, применяемые в качестве типовых, на современных блоках мощностью 150, 200, 300 МВт. Как видно из рисунков, схемы имеют все элементы усовершенствованной схемы с встроенным сепаратором. На каждом потоке пара типовой схемы предусмотрены сепараторы и один общий расширитель, вода из которого отводится в конденсатор или бак запаса конденсата. Предусмотрена линия для сброса этой воды в циркуляционный водовод, включаемая при промывках котла. На паропроводе перед турбиной имеется отвод, на котором установлена БРОУ для сброса пара в конденсатор. От этой линии сделан отвод для подачи пара на охлаждение вторичного пароперегревателя при растопке. В некоторых вариантах схем пар на вторичный пароперегреватель подается через РОУ, подключенную к главному паропроводу.

Пусковые схемы дубль-блоков и моноблоков не имеют принципиальных отличий. Наличие одного корпуса вместо двух упрощает пусковую схему за счет сокращения числа сепараторов, расширителей и другого оборудования. Упрощается соответственно и обслуживание схемы. В пусковых схемах блоков мощностью 500 и 800 МВт использованы те же принципиальные решения, что и в типовых схемах, показанных на рис. 21.3.

Пусковые схемы АЭС предусматриваются для сброса излишнего пара в период нормальных пусков и остановок и при аварийных сбросах нагрузки блока. Требования к схемам те же, что и для ТЭС, с разницей, обусловленной спецификой схемы АЭС. При использовании насыщенного пара, что характерно для большинства серийных АЭС, объем его больше, чем на ТЭС, поэтому оборудование пусковой схемы рассчитывается на пропуск очень больших количеств пара. Для утилизации его и предотвращения выброса в атмосферу (на одноконтурных АЭС) в пусковой схеме предусматриваются технологические конденсаторы, барботеры, линии сброса в общестанционные коллекторы собственного расхода и в пароприемные устройства соседних блоков. Перераспределение потоков сбросного пара проводится быстродействующими редуцированными установками (БРУ).

В качестве примера на рис. 21.4 показана пусковая схема блока АЭС с реактором ВВЭР-1000. В схеме предусмотрено 11 БРУ, подключенных к главным паропроводам. Четыре из них имеют производительность по 900 т/ч и предназначены для сброса пара в конденсаторы тур-

бины (БРУ-К), две по 400 т/ч подключены к ресиверу технологического давления (БРУ-РД); одна (75 т/ч) — на технологический конденсатор (БРУ-ТК). Еще четыре БРУ производительностью по 900 т/ч предназначены для сброса пара в атмосферу (на двухконтурных АЭС пар не радиоактивен).

При нормальных режимах пуска и остановки сброс пара производится через линию собственного расхода в технологический конденсатор. При этом часть пара используется в схеме блока. Избыток парасбрасывается в конденсаторы турбины. При аварийном снижении нагрузки пар сбрасывается через БРУ-К и БРУ-ТК. Эти группы БРУ могут обеспечить сброс около 60% номинального пара на турбину. При более глубокой разгрузке избыток пара сбрасывается в атмосферу через БРУ-А. Цель подачи редуцированного пара в РД — поддержание нормального давления в паропроводах к деаэраторам и питательным турбонасосам, которое при аварийном снятии нагрузки может понизиться.

Глава 22

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Основные показатели тепловой и общей экономичности ТЭС определены в гл. 3, в настоящей главе представлены значения этих показателей для крупных современных электростанций. В табл. 22.1 приведены значения удельных капиталовложений конденсационных электростанций $k_{ст}$ для различных блоков и видов топлива [46], а на рис. 22.1 — изменение $k_{ст}$ в зависимости от мощности для электростанций с блоками 300, 500, 800 и 1200 МВт на каменных углях [62, 67]. Для электростанций с восемью блоками и турбинами К-300-240 принято $k_{ст} = 100\%$.

Из приведенных данных видно, что при увеличении мощности блоков (для одних и тех же начальных параметров и видов топлива) и электростанции в целом удельные капиталовложения уменьшаются. Так, для электростанций мощностью 1200 МВт на антрацитовом штыбе (АШ) или каменном угле переход от блоков К-150-130 к блокам К-200-130 приводит к уменьшению $k_{ст}$ примерно на 3%. Для электростанции мощностью 2400 МВт с турбинами К-300-240 стоимость 1 кВт установленной мощности примерно на 6% выше, чем для электростанций той же мощности с турбинами К-1200-240, а при увели-

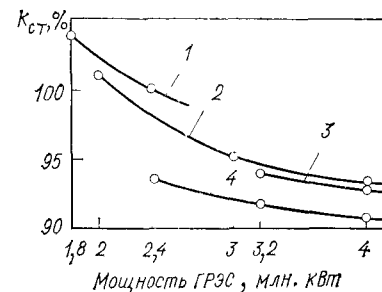


Рис. 22.1. Зависимость удельных капиталовложений от мощности электростанции.

1 — блочные электростанции с турбинами К-300-240; 2 — то же с турбинами К-500-240; 3 — то же с турбинами К-800-240; 4 — то же с турбинами К-1200-240.

Таблица 22.1. Удельные капиталовложения блочных конденсационных электростанций [46]

Количество блоков и тип турбин	Мощность электростанции, МВт	Вид топлива	Удельные капиталовложения		
			руб/кВт		$k_{ст}$ $k_{ст}, 300 \text{ МВт}$ %
			Всего	В том числе оборудование и монтаж	
6×К-200-130	1200	Каменный уголь марок Т и Д	130,4	66,5	94,9
		Бурый уголь	134,4	67,1	97,8
		Газ и мазут	112,7	55,9	82,0
8×К-300-240	2400	Каменный уголь марки ГСШ	133,9	73,8	97,45
		Каменный уголь экибастузский	137,4	75,4	100,0
		Газ и мазут	116,5	64,6	84,8
8×К-500-240	4000	Каменный уголь экибастузский	128,0	70,8	93,15
		Бурый уголь	132,1	75,0	96,14
6×К-800-240	4800	Бурый уголь	128,4	70,9	93,45

чении $N_{э,ст}$ с блоками мощностью 1200 МВт до 4800 МВт (четыре блока по 1200 МВт) разница в значениях $k_{ст}$ увеличивается еще примерно на 4%.

Для электростанции с турбинами К-300-240 при увеличении мощности с 1200 до 2400 МВт $k_{ст}$ уменьшается на 9%. При тех же начальных параметрах $p_0 = 23,5 \text{ МПа}$, $t_0 = 540^\circ \text{С}$ для электростанции мощностью 3200 МВт с одновальными турбинами К-800-240 удельные капитальные вложения снижаются примерно еще на 7,0—7,5%.

Переход с каменного угля или АШ на газомазутное топливо приводит к уменьшению стоимости электростанции, а при переходе на бурый уголь капитальные вложения возрастают. При увеличении начальных параметров с 12,7 МПа и 540°С на 23,5 МПа и 540°С $k_{ст}$ возрастает, однако при этом уменьшаются расходы на топливо.

Удельные расходы тепла q_0 [в кДж/(кВт·ч)] на турбогенераторных установках различных типов при расчетном давлении в конденсаторе $p_k = 0,0034 \text{ МПа}$ имеют следующие значения:

К-50-90—9270;	К-300-240—7700;
К-100-90—9072;	К-500-240—7695;
К-200-130—8025;	К-800-240—7640.

Рассчитанные по этим проектным значениям q_0 показатели тепловой экономичности электростанции в целом приводятся в табл. 22.2. Из приведенных данных видно, что с увеличением начальных параметров удельный расход тепла существенно уменьшается. Осуществленный

Таблица 22.2. Показатели тепловой экономичности для КЭС с турбинами различных типов [62]

Блок	Топливо	Удельный расход тепла, кДж/(кВт·ч)		Удельный расход условного топлива (нетто), г/(кВт·ч)
		турбоагрегатом (нетто)	блоком на отпущенный 1 кВт·ч	
К-150-130	АШ	8441	10 421	356
	Каменный уголь		10 065	343
	Бурый уголь		10 140	346
	Газ		9838	336
	Мазут		9968	340
К-200-130	АШ	8374	10 283	351
	Каменный уголь		9935	339
	Бурый уголь		10 011	342
	Газ		9739	331
	Мазут		9839	336
К-300-240	АШ	7905	9906	338
	Каменный уголь		9567	326
	Бурый уголь		9642	329
	Газ		9353	319
	Мазут		9483	324

в последние годы переход от параметров 12,7 МПа, 540°С к параметрам 23,5 МПа, 540°С на блоках с турбинами К-300-240 дает экономию топлива примерно на 4%.

Увеличение мощности агрегатов и электростанции приводит к резкому уменьшению затрат на строительные работы. Так, если на электростанции с тремя агрегатами по 100 МВт они составляют 47,8% общих затрат, то на электростанции с шестью блоками по 200 МВт они равны 42,0%, а на электростанции с восемью блоками по 300 МВт — всего 31,7% [72]. Уменьшается также удельная численность персонала. Так, на конденсационной электростанции мощностью 1200 МВт с турбинами К-200-130 штатный коэффициент в среднем составляет 1,35 чел/МВт при работе на каменных углях и 1,2 чел/МВт при работе на мазуте, а для электростанции мощностью 2400 МВт с турбинами К-300-240 — соответственно 1,01 и 0,81 чел/МВт. Штатный коэффициент по эксплуатационному персоналу при этом равен 0,44 чел/МВт для пылеугольной электростанции мощностью 1200 МВт и 0,34 чел/МВт для электростанции на мазуте, а при мощности 2400 МВт — 0,30 и 0,23 чел/МВт соответственно [46]. Переход от электростанции с шестью блоками по 300 МВт к электростанции с таким же числом блоков по 800 МВт снижает штатный коэффициент по эксплуатационному персоналу еще в 2,5 раза.

Таким образом, укрупнение блоков и электростанций (так же как повышение начальных параметров) приводит к уменьшению себестоимости электроэнергии c_0 и удельных приведенных затрат z_0 . Правда, это снижение происходит главным образом за счет уменьшения амортизационных отчислений, расходов на текущий ремонт и зарплату, так

как при постоянных параметрах топливная составляющая себестоимости и удельных приведенных затрат для крупных блоков меняется незначительно, а для одновальных паротурбинных агрегатов мощностью более 800 МВт останется почти неизменной.

Технико-экономические показатели АЭС с реакторами типов ВВЭР и РБМК приведены в табл. 22.3 [5]. Как видно из таблицы, стоимость 1 кВт установленной мощности на АЭС с блоками 440 и 1000 МВт остается еще в 1,5—1,6 раза выше, чем на электростанциях на органическом топливе равной мощности. Однако себестоимость электроэнергии на таких АЭС ниже, чем на КЭС, работающих на дорогостоящем органическом топливе.

Таблица 22.3. Технико-экономические показатели блоков АЭС с реакторами типов ВВЭР и РБМК

Величина, размерность	Реактор				
	ВВЭР-210	ВВЭР-365	ВВЭР-440	ВВЭР-1000	РБМК-1000
Мощность блока, МВт	210	365	440	1000	1000
Мощность турбогенератора, МВт	70	73	220	500	500
Количество турбин в блоке	3	5	2	2	2
Давление пара перед турбиной, МПа	2,85	2,94	4,32	5,88	6,46
КПД (нетто), %	25,5	25,7	29,7	31,7	31,3
Стоимость 1 кВт установленной мощности, руб/кВт	326	256	206	200	260—280
Себестоимость электроэнергии, коп/(кВт·ч)	0,95	0,743	0,7	0,6	0,55—0,58

Капиталовложения в ТЭЦ больше, чем в КЭС с установками равной электрической мощности (табл. 22.4). Более высокие значения имеет также штатный коэффициент П. Для ТЭЦ электрической мощностью 500 МВт штатный коэффициент в среднем равен 2,10—2,15 чел./МВт при работе электростанции на каменных и бурых углях и 1,63 чел./МВт — при работе на мазуте. Штатный коэффициент по эксплуатационному персоналу при этом составляет 0,96—0,98 чел./МВт для ТЭЦ на бурых и каменных углях и 0,7 чел./МВт для ТЭЦ на мазуте. Значения П для ТЭЦ мощностью 1000—1500 МВт на 10—20% ниже. Таким образом, даже при равных значениях $N_{э,ст}$ штатные коэффициенты на ТЭЦ выше, чем на КЭС [46].

Между тем в среднем мощности ТЭЦ ниже $N_{э,ст}$ КЭС. Более низкими являются также мощности и производительности агрегатов основного оборудования ТЭЦ. Так, в период, когда на крупных отопительных ТЭЦ устанавливались паротурбинные установки мощностью 100 МВт, КЭС строились с блоками мощностью 300 МВт; в период освоения на ТЭЦ блоков мощностью 250 МВт, на КЭС применялись уже блоки 500 и 800 МВт. В связи с этим разница в значениях $k_{ст}$ и П для КЭС и ТЭЦ оказывается еще более заметной. Однако удельный расход топлива на выработку электроэнергии на ТЭЦ значительно

Таблица 22.4. Удельные капиталовложения промышленно-отопительных и отопительных ТЭЦ

Количество блоков и тип турбин	Мощность электростанции, МВт	Топливо	Удельные капиталовложения, руб/кВт	
			Всего	В том числе оборудование и монтаж
2×ПТ-60-130 + 3×Т-100-130	420	Каменный уголь Газ и мазут	229,4 199,0	114,7 97,3
2×ПТ-135-130 + 2×Р-100-130 + 3×Т-100-130	770	Каменный уголь Газ и мазут	220,1 186,0	118,4 98,6
5×Т-100-130 4×Т-250-240	500 1000	Газ и мазут Газ и мазут	199,3 180,6	96,5 94,6

ниже. Для ТЭЦ с турбинами Т-100-130 при работе по тепловому режиму с закрытой диафрагмой и двухступенчатым подогревом сетевой воды удельный расход тепла на производство электроэнергии находится в пределах 3800—4900 кДж/(кВт·ч), а при трехступенчатом подогреве сетевой воды (в режиме с включенным выделенным пучком в конденсаторе) составляет 3700 кДж/(кВт·ч). Эти значения почти в 2 раза ниже расходов тепла на конденсационных установках с такими же начальными параметрами (см. с. 416).

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении на таких ТЭЦ составляет 120—170 кВт·ч/ГДж при двухступенчатом подогреве сетевой воды и 112—167 кВт·ч/ГДж при трехступенчатом подогреве. Большие значения относятся к режимам, когда в верхнем теплофикационном отборе давление равно 0,0585 МПа, меньшие — когда это давление составляет 0,245 МПа [50].

В 1978 г. выработка электроэнергии по теплофикационному циклу достигла 21,2%. При этом на установках с начальным давлением 12,7 МПа удельный расход условного топлива составил 254 г/(кВт·ч) [11].

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии на ТЭЦ уменьшается с возрастанием доли пара, отбираемого для теплового потребителя и (так же как для КЭС) с ростом начальных параметров.

При выработке электроэнергии на тепловом потреблении сохраняется соответствующее количество топлива, которое было бы затрачено на КЭС. Чем выше удельная выработка на тепловом потреблении ε , тем больше экономия топлива.

В табл. 22.5 приведены значения ε и удельная экономия топлива для ТЭЦ с различными параметрами [67, 72]. Выработка электроэнергии рассчитана для пара отопительного отбора давлением 0,12—0,245 МПа, а экономия топлива рассчитана по сравнению с условиями, когда то же количество электроэнергии вырабатывается на КЭС.

Как видно из таблицы, при переходе от параметров 3,44 МПа, 425° С к 12,7 МПа, 565° С удельная выработка электроэнергии ε возрастает в 1,8 раза, а для параметров 23,5 МПа, 560° С — в 2,4 раза. Экономия топлива при этом увеличивается почти в 3 раза [72].

Таблица 22.5. Зависимость эффективности ТЭЦ от начальных параметров пара [67, 72]

Параметры пара	Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении		Экономия условного топлива	
	кВт·ч/ГДж	%	кг/ГДж	%
3,44 МПа, 425° С	76	100	До 9,5	100
8,8 МПа, 535° С	95	125	До 16,5	172
12,7 МПа, 565° С	137	180	До 21,5	225
23,5 МПа, 565° С	182	240	До 27,5	290

На ТЭС на органическом топливе основной составляющей себестоимости электроэнергии является топливная составляющая. Обычно c_T находится в пределах от 50 до 70% общей себестоимости электроэнергии.

В табл. 22.6 приведены значения топливной составляющей отпущаемой электроэнергии для конденсационных электростанций с агрегатами мощностью 150, 200 и 300 МВт, работающих на различном топливе [46]. Приведенные в таблице данные рассчитаны при стоимости топлива 7 руб/т. Таким образом, если, например, при работе на АШ стоимость топлива равна 14 руб/т, то топливная составляющая себестоимости c_T при $\tau_{уст} = 7000$ ч/год для блока мощностью 150 МВт составит 0,522 коп/(кВт·ч). Если это значение для рассматриваемой станции составляет 0,7 c_a , то себестоимость электроэнергии окажется равной 0,75 коп/(кВт·ч).

Таблица 22.6. Значения топливной составляющей для электростанций с блоками на 150, 200 и 300 МВт при стоимости топлива 7 руб/т, коп/(кВт·ч) [46]

Топливо	Мощность турбоагрегата, МВт					
	150		200		300	
	Число часов использования установленной мощности, ч/год					
	7000	3000	7000	3000	7000	3000
Топливная составляющая, коп/(кВт·ч)						
АШ	0,261	0,274	0,258	0,271	0,242	0,253
Каменный уголь	0,252	0,264	0,249	0,262	0,233	0,244
Бурый уголь	0,254	0,265	0,251	0,264	0,234	0,245
Газ	0,245	0,255	0,244	0,252	0,227	0,235
Мазут	0,248	0,258	0,245	0,255	0,230	0,238

Удельные приведенные затраты всегда выше c_a . Для принятого примера при $c_{экс} = 0,06$ коп/(кВт·ч) (8% c_a) капитальная составляющая себестоимости c_K составит 0,165 коп/(кВт·ч), а для при-

веденных затрат при норме амортизационных отчислений $p_a = 8\%$ в соответствии с формулой (3.74)

$$z_K = \frac{p_a + p_n}{p_a} c_K = \frac{8 + 12}{8} 0,165 = 0,412,$$

и, следовательно, удельные приведенные затраты z_a окажутся равными $\sim 0,99$ коп/(кВт·ч).

Приведенные данные по тепловой экономичности конденсационных паротурбинных электростанций характеризуют значения величин при номинальной мощности этих станций. Уменьшение нагрузки приводит к понижению экономичности. При этом для нагрузок до 80% для блоков с турбинами К-150-130, К-200-130 и К-300-240 экономичность понижается сравнительно незначительно (на 1,0—1,3%), в то время как при дальнейшем снижении мощности экономичность резко падает (табл. 22.7). КПД паровых котлов в диапазоне нагрузок 70—100% меняется слабо. Так, для котельных агрегатов ПК-39 при сжигании экибастузского угля по данным испытаний КПД брутто для нагрузок от 65 до 100% номинальной находится в пределах 91,5—92%; при сжигании АШ в котле ТПП-210А в диапазоне нагрузок от 70 до 100% КПД практически не изменяется и равен 89,3% [16].

Таблица 22.7. Экономичность конденсационных паротурбинных установок при пониженных нагрузках [16]

Тип турбины	Снижение экономичности турбоустановки при частичных нагрузках, %		
	0,8 $N_{э, н}$	0,6 $N_{э, н}$	0,4 $N_{э, н}$
К-300-240 (ЛМЗ)	1,0	3,0	6,2
К-300-240-1 (ХТГЗ)	1,0	4,6	8,6
К-300-240-2 (ХТГЗ)	1,3	3,6	8,1
К-200-130 (ЛМЗ)	1,0	3,0	7,2
К-160-130 (ХТГЗ)	0,8	2,5	7,8

Таким образом, изменение экономичности блока в этих диапазонах нагрузок связано в основном с уменьшением КПД турбинной установки.

При работе блока в широком диапазоне нагрузок изменяются также затраты на собственные нужды. Типичные кривые изменения затрат энергии на привод механизмов собственных нужд для блока мощностью 300 МВт для различных видов топлива приведены на рис. 22.2 [16]. Как видно из рисунка, на газомазутных блоках в диапазоне нагрузок от 60 до 100% $\Delta N_{сн}$ остается в пределах 6,5—7,2% N_0 . При дальнейшей разгрузке блока расходы на механизмы собственных нужд возрастают и при мощности блока $N_{э, бл} = 100$ МВт составляют уже 11,0—11,5%.

При работе станции на твердом топливе расходы электроэнергии на собственные нужды на 1,0—1,5% выше вследствие дополнительных затрат на пылеприготовление и золошлакоудаление. Однако характер

изменения $\Delta N_{\text{сн}}$ от нагрузки блока остается таким же. Поэтому можно считать, что в интервале нагрузок от 75 до 100% расход электроэнергии на собственные нужды изменяется мало, но при дальнейшем уменьшении нагрузки заметно возрастает. Расходы электроэнергии на собственные нужды АЭС с реакторами ВВЭР-440 составляют 6,8%, с реакторами ВВЭР-1000—4,7% (при номинальной нагрузке блоков) [5].

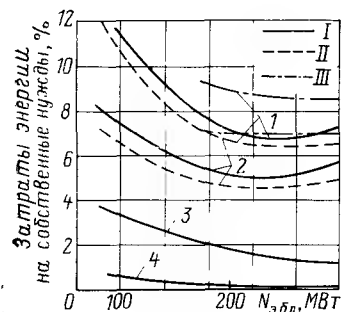


Рис. 22.2. Затраты энергии на собственные нужды для блоков, работающих на мазуте (I), газе (II) и АШ (III), с турбиной К-300-240.

1 — общие затраты; 2 — по паровому котлу и питательным насосам; 3 — по оборудованию машинного зала и циркуляционным насосам; 4 — прочие общестанционные затраты.

Большое влияние на показатели общей экономичности блоков оказывает коэффициент использования установленной мощности $\mu_{\text{уст}}$. Изменение $\mu_{\text{уст}}$ ведет к пропорциональному изменению капитальной составляющей себестоимости электроэнергии. Так, если для приведенного здесь примера при $\tau = 7000$ ч/год $c_k = 0,165$ коп/(кВт · ч), то когда $\mu_{\text{уст}}$ уменьшается в 2 раза, c_k при расчете по формуле (3.63)

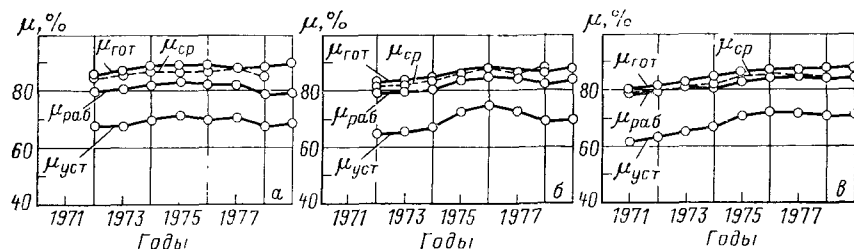


Рис. 22.3. Средняя нагрузка $\mu_{\text{ср}}$ и коэффициенты использования установленной мощности $\mu_{\text{уст}}$, рабочего времени $\mu_{\text{раб}}$ и готовности $\mu_{\text{гот}}$ для блоков мощностью 150 МВт (а), 200 МВт (б) и 300 МВт (в).

возрастет до 0,33 коп/(кВт · ч). Кроме того, при уменьшении $\mu_{\text{уст}}$ обычно понижается средняя нагрузка блока, в связи с чем удельный расход условного топлива возрастает.

Коэффициент использования зависит от готовности блока и графика нагрузки. Коэффициенты готовности, определяемые по формуле (%)

$$\mu_{\text{гот}} = \frac{\tau_r + \tau_{\text{рез}}}{\tau_r} 100, \quad (22.1)$$

для блоков мощностью 150, 200 и 300 МВт выше 85%, однако в связи с тем, что эти блоки часто используются для регулирования нагрузки в системе, средний коэффициент $\mu_{\text{уст}}$ значительно ниже. На рис. 22.3

приведены кривые изменения средней нагрузки блоков $\mu_{\text{ср}}$ (в процентах номинальной) и коэффициентов готовности $\mu_{\text{гот}}$, рабочего времени $\mu_{\text{раб}}$ и установленной мощности $\mu_{\text{уст}}$ для блоков мощностью 150, 200 и 300 МВт за последние 8—9 лет*. Из рисунка видно, что в последние годы значения этих величин для блоков на сверхкритические параметры (блоков мощностью 300 МВт) практически такие же, что и для хорошо освоенных блоков на докритические параметры (блоков мощностью

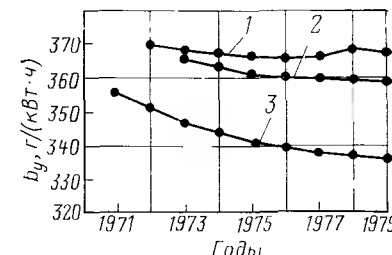


Рис. 22.4. Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию для блоков мощностью 150 МВт (кривая 1), 200 МВт (кривая 2) и 300 МВт (кривая 3).

150 и 200 МВт). В то же время на блоках мощностью 300 МВт удельный расход условного топлива значительно ниже. Изменение средних значений удельного расхода условного топлива b_y по годам для тех же блоков (рис. 22.4) показывает, что значения b_y для всех блоков непрерывно снижаются, т. е. экономичность их возрастает.

Глава 23

ВЛИЯНИЕ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ. БЕЗОПАСНАЯ РАБОТА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Безопасность работы электростанций на органическом и ядерном топливе обеспечивается соблюдением правил, норм, инструкций, являющихся обязательными при проектировании, изготовлении, монтаже и эксплуатации оборудования электростанций.

Вопросы безопасности электростанций следует рассматривать в двух аспектах: воздействие электростанций на окружающую среду (*внешняя безопасность*) и безопасность работы оборудования и систем электростанции, локализованная в пределах ее территории (*внутренняя безопасность*).

В аспекте внешней безопасности рассматривают вопросы влияния на окружающую местность работающей электростанции, возможного пагубного воздействия на среду обитания человека (флору, фауну, воздушный бассейн). В этом аспекте учитывается главным образом

* Коэффициенты рассчитаны по данным для всех блоков, введенных в эксплуатацию, т. е. с учетом показателей блоков, находящихся в эксплуатации первый год. Значения всех приведенных здесь величин за 1971 и 1972 гг. заимствованы из работы [22]. На рисунке средние значения коэффициентов за год показаны в конце прошедшего года.

влияние работы электростанции на людей вне ее территории и профессионально никак не связанных с ней.

В аспекте внутренней безопасности рассматривают вопросы воздействия работающей электростанции на ее персонал, специально обученный и подготовленный для работы на электростанции в условиях нормальной эксплуатации и аварийных ситуаций, а также вопросы надежности оборудования и электростанции в целом (аварии, их причины, длительность простоев).

Заботы об обеспечении безопасных условий труда каждого человека, об охране природных ресурсов являются в нашей стране составной частью государственной деятельности, включены в Конституцию (Основной закон) СССР и регламентируются соответствующими законодательствами о здравоохранении, охране окружающей среды и др.

23.1. ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ И ОКРУЖАЮЩАЯ СРЕДА

Наряду с положительным эффектом (производством электроэнергии), которая необходима человеку для развития производительных сил, ТЭС и АЭС могут оказывать отрицательное воздействие на окружающую человека природную среду. Это воздействие различно по характеру и степени в зависимости от вида используемого топлива.

Общим опасным следствием работы ТЭС и АЭС может быть изменение местной экологии тепловыми сбросами. На каждый 1 кВт · ч выработанной электроэнергии приходится 6000—8000 кДж сбросного тепла. Указанная опасность в особенности проявляется при использовании природных источников воды для прямого охлаждения конденсаторов паровых турбин. АЭС, работающие в настоящее время в основном на турбинах насыщенного пара, при равной мощности имеют большие, чем ТЭС, тепловые сбросы. Однако возможности использования рек для прямого водоснабжения становятся ограниченными. Все более утверждается точка зрения, что прямое водоснабжение можно осуществлять лишь на прибрежных электростанциях при соответствующем удовлетворительном решении технических проблем охлаждения конденсаторов паровых турбин морской водой.

На некоторых ТЭС и АЭС в настоящее время с успехом используют относительно теплую сбросную воду для разведения ценных пород рыб.

При оборотных системах водоснабжения тепловые сбросы происходят в воздушный бассейн и, как правило, не локализируются в ограниченных объемах.

ТЭС, использующие органическое топливо, загрязняют различными вредными веществами воздух и воду.

В табл. 23.1 приведены данные по выбросам с дымовыми газами вредных веществ ТЭС мощностью 2400 МВт при высоте дымовой трубы 180 м. Как видно из приведенных данных, концентрация выбросов существенно зависит от расстояния между точкой замера и электростанцией. Концентрации выбросов ниже предельно допустимых значений устойчиво достигаются на расстоянии более 15 км [5].

Таблица 23.1. Суточные концентрации выбросов в атмосферу ТЭС мощностью 2400 МВт, мг/м³

Расстояние от трубы, м	Сернистый газ	Сероводород	Окислы азота	Оксид углерода	Зола
1000	6,02	0,002	1,95	7,2	1,2
3000	1,47	0,008	1,30	16,0	3,4
5000	1,22	0,008	0,05	13,3	1,2
7000	1,12	0,03	1,3	13,0	2,4
15 000	0,22	0,002	0,03	4,0	0,27
Предельно допустимая концентрация	0,5	0,008	0,085	3,0	0,5

На долю ТЭС приходится примерно 14% общего загрязнения атмосферы (доли транспорта и промышленности соответственно составляют 60 и 16%). При этом доля ТЭС в загрязнении по сернистому газу составляет примерно 46%. Доля ТЭС по загрязнению атмосферы окислами азота составляет примерно 40% общего количества и примерно 66% выбросов всеми стационарными источниками.

АЭС при нормальной эксплуатации практически не загрязняют окружающую среду вредными выбросами через вентиляционную трубу.

На АЭС воздух используется лишь в целях вентиляции помещений. При этом в сбросных потоках воздуха отсутствуют вредные химические вещества, но содержатся радиоактивные нуклиды, возникающие как осколки деления ядерного топлива и аэрозоли. В табл. 23.2 приводятся данные по содержанию радиоактивных продуктов в выбросах некоторых АЭС СССР, находящихся значительное время в эксплуатации [5]. Из данных таблиц видно, что радиоактивные выбросы АЭС в большинстве случаев на порядок и более ниже допустимых значений.

Радиоактивные вещества, поступающие в воздушный бассейн в составе сбросного воздуха с АЭС, могут накапливаться в окружающей местности. Поэтому контроль воздействия АЭС на окружающую среду осуществляется и по анализам содержания радионуклидов на почве, в воде и воздухе местности, прилегающей к АЭС. По результатам этих анализов проводится корректировка значений допустимых выбросов. В табл. 23.3 приведены данные исследований основных объектов внешней среды в районе некоторых АЭС СССР, проведенных в 1969—1972 гг. [5]. Из анализа этих данных видно, что оба основных типа АЭС, применяемых в СССР, с канальными уран-графитовыми реакторами кипящего типа и с водо-водяными реакторами, в равной степени обеспечивают условия охраны окружающей среды. Замеры радиационной обстановки на местности, выполненные на разном расстоянии от АЭС, показывают, что содержание радионуклидов не изменяется по мере приближения к АЭС, не связано с ее работой и даже ее наличием, а определяется глобальными выпадениями радиоактивных веществ.

Контроль за возможной утечкой радиоактивности в окружающую среду уделялось главное внимание с начала развития ядерной энерге-

Таблица 23.2. Газоаэрозольные выбросы АЭС, мКи/год *

Наименование АЭС	Сумма инертных радиоактивных газов 10 ⁶		Смесь долгоживущих нуклидов 10 ³		Иод-131		Стронций-89 и -90	
	1978	1979	1978	1979	1978	1979	1978	1979
АЭС с реакторами ВВЭР	182 (266)		5,475 (8,0)		3650 (5300)		18/180** (26,2/262)	
Допустимая норма выбросов**								
Нововоронежская	6,94	5,64	0,26	0,332	5,51	7,33	3,18	4,69
Кольская	2,08	2,01	0,124	0,00679	1,01	0,80	<0,0036	<0,0036
Армянская	1,31	2,14	0,0067	0,0685	74,7	157	0,0072	0,15
АЭС с реакторами РБМК (допустимая норма выбросов)	365		10,95		7300		36/360***	
Ленинградская	331	261	0,64	0,17	2140	420	4,7	0,93
Чернобыльская	47,4	133	0,3	2,19	140	290	<0,36	<0,36
Курская	25,2	67,9	2,19	0,73	15	66	~0	~0

* Данные по работе «Радиационная безопасность в атомной энергетике» / Л. А. Булаков, Д. И. Гусев, Н. Г. Гусев и др., М. АИ, 1981, с. 56—59.

** Допустимая норма выбросов зависит от типа реактора и мощности АЭС, расположения населенных пунктов и сельскохозяйственных угодий, метеословий и т. д. Обычно АЭС с головными моделями реакторов новых серий сбрасывают в атмосферу несколько больше радиоактивных веществ. В скобках указаны значения допустимых выбросов для Нововоронежской АЭС.

*** Числитель — норма выброса для стронция-90, знаменатель для стронция-89.

тики. Поэтому к АЭС предъявлялись гораздо более жесткие требования, чем к любому другому источнику загрязнения. В результате этого АЭС являются в настоящее время самым «чистым» источником электроэнергии.

Измерениями на действующих АЭС показано, что нормальная эксплуатация дает превышение локальной радиоактивной нагрузки над естественной на очень малое значение — 0,005 мбэр/год при среднем фоне 100 мбэр/год, или на $5 \cdot 10^{-7}$ %, тогда как поглощенная населением доза облучения за счет медицинских процедур составляет в развитых странах примерно 25% естественного фона [4].

Ничтожны и другие радиоактивные выбросы АЭС. В табл. 23.4 приведены расчетные значения жидких радиоактивных сбросов АЭС, основанные на данных эксплуатации реакторов двух типов.

Приведенные значения малы по сравнению с уровнем естественной долгоживущей радиоактивности, присутствующей во многих реках, озерах и т. п. В результате космического излучения в естественных водоемах образуется в течение года тритий радиоактивностью $4 \cdot 10^6$ — $8 \cdot 10^6$ Ки, что также значительно больше указанных сбросов его с АЭС (10^2 — 10^4 Ки/год).

Сравнительный анализ по составу и количеству вредных выбросов электростанций, использующих различное органическое и ядерное топливо, можно провести на основе данных табл. 23.5 [77]. Как видно из таблицы, электростанции, использующие уголь и мазут, кроме химических сбрасывают в атмосферу и радиоактивные вещества:

Таблица 23.3. Результаты исследований в 1979 г. концентраций радионуклидов в атмосферном воздухе (1), растительности (2) и почве (3) в районах размещения АЭС*

Название АЭС и расстояние от нее до места измерений, км	Радионуклиды								
	Смесь долгоживущих нуклидов			⁹⁰ Sr			¹³⁷ Cs		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
	10-17 Ки/л	10-9 Ки/кг	10-9 Ки/кг	10-17 Ки/л	10-9 Ки/кг	10-9 Ки/кг	10-17 Ки/л	10-9 Ки/кг	10-9 Ки/кг
Нововоронежская									
0	6,63	34,4	10,2	0,39	0,28	0,29	0,34**	0,18	0,19
3	2,38	21,1	11,1	0,36	1,46	0,26	0,24**	0,21	0,46
9—12	2,65	32,5	11,0	0,28	0,27	0,49	0,22**	0,10	0,57
Армянская									
0	1,80	14,1	19,0	0,066	0,09	0,40	0,22	0,35	0,55
5	1,74	28,5	21,6	0,041	0,28	0,33	0,11	0,14	0,35
14	1,66	19,5	15,9	0,061	0,15	0,33	0,083	0,24	0,45
Ленинградская									
0—3	0,50	3,16	4,25	0,01	0,47	0,02	0,05	0,01	0,05
3—10	0,6	3,21	4,98	0,03	0,14	0,04	0,04	0,02	0,07
10—40	0,3	4,28	7,62	0,04	0,16	0,02	0,04	0,08	0,12
Чернобыльская									
1—3	2,0	8,7	—	0,032	0,045	0,018	0,063	0,20	0,023
5—10	1,74	5,1	—	0,029	0,055	0,085	0,038	0,024	0,027
10—15	1,41	2,3	—	0,036	0,088	0,100	0,033	0,056	0,069
Курская									
3	4,9	340	23	0,35	0,17	0,015	0,15	0,42	0,042
5	3,2	250	240	0,20	0,19	0,0025	0,15	0,37	0,083
12	3,3	260	285	0,16	0,30	0,013	0,42	0,80	0,037

* См. табл. 23.2.

** Приведены данные для суммы ¹³⁴Cs + ¹³⁷Cs

Таблица 23.4. Расчетные значения жидких радиоактивных сбросов АЭС мощностью 1000 МВт

Радиоактивность годовых сбросов, Ки	Тип радиоактивных продуктов	
	Смесь продуктов деления и коррозии	Тритий
АЭС с реактором с водой под давлением	26,5	$7,7 \cdot 10^3$
АЭС с кипящим реактором	27,5	50

радий-226, радий-228, углерод-14 (в таблице не указан). Радий-226 — весьма токсичный нуклид, его токсичность выше токсичности даже стронция-89 и стронция-90 (допустимая среднегодовая концентрация радия-226 в атмосферном воздухе равна $3,5 \cdot 10^{-15}$ Ки/л, а стронция-89 и стронция-90 соответственно $9,4 \cdot 10^{-13}$ и $4 \cdot 10^{-14}$ Ки/л). Таким образом, выбросы радиоактивных продуктов ТЭС на органическом топливе (с учетом биологической активности радия) по степени радиоактивности сравнимы или даже превышают выбросы АЭС.

Таблица 23.5. Состав и годовое количество основных вредных выбросов для электростанции мощностью 1000 МВт

Наименование загрязняющего агента	Тип топлива и его годовое потребление			
	Уголь 2,3·10 ⁶ т	Мазут	Газ 19·10 ⁶ м ³	Ядерное 1134 кг
Нерадиоактивные, тыс.т:				
сернистые газы	138	98	1,36·10 ⁻²	0
окислы азота	20,9	21,8	12,2	0
окись углерода	0,5	0,9·10 ⁻²	—	0
углеводороды	0,21	0,68	—	0
альдегиды	0,05	0,12	0,03	0
золевая пыль	4,5	0,73	0,45	0
Радионуклиды, Ки:				
²²⁶ Ra	0,0172	0,00015	—	0
²²⁸ Ra	0,0108	0,00035	—	0
¹³¹ I	0	0	0	0—ВВЭР; 0,85 — кипящие реакторы
⁸⁵ Kr + ¹³³ Xe	0	0	0	600—ВВЭР 1,11·10 ⁶ — кипящие реакторы

Таким образом, по воздействию электростанции на окружающую среду и человека в настоящее время следует считать более предпочтительными АЭС благодаря системам очистки, предусмотренным на них.

Общая оценка вредного влияния электростанций на окружающую среду проводится для условий нормальной эксплуатации. Вместе с этим необходим анализ последствий катастрофических аварий или близких к ним событий, даже если их вероятность мала (взрывы в рудниках, утечки нефти из хранилищ и танкеров, отравления при загрязнении городского воздуха) или ничтожно мала (например, на АЭС при выбросе большого количества радиоактивных веществ в случае аварии на реакторе).

На ТЭС используют разнообразные способы для снижения выбросов, загрязняющих окружающую среду (см. гл. 18).

23.2. НАДЕЖНОСТЬ И БЕЗОПАСНОСТЬ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС

Длительная безаварийная работа электростанции на органическом топливе обеспечивается совокупностью мероприятий, охватывающих системы хранения, приготовления, подачи и сжигания топлива, системы надежного питания и циркуляции в паровых котлах, системы контроля и сброса давления, регулирования турбин, контроля металла, защиты и блокировки электрооборудования и др.

Нарушения в работе оборудования электростанций на органическом топливе (неполадки, остановки и аварии) могут быть вследствие недо-

статков конструкции, некачественного изготовления или монтажа, отступлений от регламентированных режимов эксплуатации и выработки ресурса конструкционных материалов.

Результатом конструкционных недоработок могут быть нарушения циркуляции в экранной системе барабанных котлов, повышенные локальные тепловые нагрузки экранных труб при неудачной аэродинамике факела, тепловая разгерметизация по трубам экранов и пароперегревателей, повышенные механические напряжения металла при недочетах в организации тепловых расширений, золотой износ, недостатки в системах регулирования и др.

Технологические отступления могут быть как заводского характера, так и монтажного. С увеличением единичной мощности оборудования на первый план в этой связи выходят однотипные узлы (сварные швы, арматура и т. п.). Так, паровой котел блока мощностью 300 МВт имеет 140 000 сварных швов. С ростом числа однотипных узлов возрастает вероятность некачественного изготовления некоторых из них. Статистические данные подтверждают снижение надежности при росте единичной мощности блоков. К другим видам технологических нарушений относятся отклонения от режимов термообработки, замена материалов, недостаточно точная балансировка роторов и т. д.

Эксплуатационные причины приводят к повреждению оборудования реже, чем недостатки конструкции. Соблюдение правил технической эксплуатации оборудования в соответствии с проектными данными и ГОСТ необходимо на всех этапах технологического цикла ТЭС.

Безопасность работы паровых котлов обеспечивается устойчивостью циркуляции, оптимальными водными режимами, своевременной и качественной очисткой поверхностей нагрева, особенно с внутренней стороны, соблюдением технологических режимов растопки, работы под нагрузкой и расхолаживания оборудования. Сюда входят операции по проверке готовности резервного, вспомогательного и аварийного оборудования и предохранительных устройств, вентиляции топки и газоходов, продувке газопроводов, контролю за ростом температуры при прогреве и перемещением отдельных частей парового котла по реперам (в частности, разность температур верхней и нижней образующих барабана выше 40°С не допускается); контроль уровня в барабане и другие мероприятия, изложенные в инструкциях по эксплуатации.

На безопасность работы паротурбинных установок решающее влияние оказывает надежная работа систем регулирования; средств технологической защиты; вспомогательного оборудования и маслосистем; автомата безопасности и связанных с ним стопорных и регулирующих клапанов, поворотных диафрагм (перепускных клапанов) и обратных клапанов отборов; контроль вибрации турбины, генератора и возбуждателя, а также другие факторы, изложенные в служебных инструкциях.

Контроль за конструкционными материалами в процессе их эксплуатации должен осуществляться тем тщательнее, чем сложнее условия их эксплуатации. К узлам, за которыми следует вести непрерыв-

ное наблюдение, относятся прежде всего паропроводы и пароперегреватели (трубы и детали крепления), лопатки выходных ступеней турбины, а также некоторые узлы обмуровки. За металлом труб, работающих при температуре 450°С и выше, осуществляется систематический контроль. По опытным данным аварийность трубок пароперегревателя, экранов и промежуточного пароперегревателя составляет соответственно 28,8; 21,9 и 31,0%. Из общего числа аварий, связанных с проточной частью турбин, основная доля приходится на лопатки ЧСД и ЧНД.

23.3. СИСТЕМЫ БЕЗОПАСНОСТИ АЭС

Безопасная работа электростанции на ядерном топливе обеспечивается системой взаимосвязанных мероприятий, куда входят как составные части системы надежной работы активной зоны реактора, управления и защиты, биологической защиты, локализации аварий и другие.

Вопросы внутренней безопасности АЭС и ТЭС в паротурбинной части установки аналогичны, но на АЭС возникают и дополнительные проблемы, связанные с повышенным износом неподвижных частей турбины при использовании влажного пара. Кроме того, на АЭС существуют серьезные проблемы обеспечения внутренней безопасности обслуживающего персонала, связанные с использованием ядерного топлива.

В процессе деления ядер топлива образуется более 200 нуклидов различных элементов средней части таблицы Менделеева с разными видами ионизирующего излучения (α -, β -, γ -излучение, нейтронное). Некоторые из них представляют собой проникающее излучение с высокими значениями энергии и значительными периодами полураспада. Поэтому все специфические вопросы обеспечения безопасности на АЭС связаны с радиационной безопасностью и предотвращением выхода продуктов деления в процессе нормальной эксплуатации и в возможных аварийных ситуациях.

В совокупности этих вопросов следует различать два аспекта: обеспечение в пределах АЭС безопасности обслуживающего персонала, знающего о наличии опасности и специально обученного для работы на АЭС;

обеспечение безопасности населения и окружающей среды вне пределов АЭС как при нормальной эксплуатации АЭС, так и при возможных авариях.

В соответствии с этим выполняются системы безопасности на АЭС. Выходу радиоактивных продуктов при нормальной эксплуатации препятствуют три барьера: сама топливная матрица, оболочки твэлов и границы первого контура.

Эти системы в сочетании с системами управления и защиты реактора обеспечивают ограничение распространения радиоактивности пределами контура охлаждения реактора.

Однако разработка аварийных систем защиты на АЭС этим не ограничивается: все реакторы должны иметь системы, с помощью которых

можно надежно удерживать в пределах АЭС выбросы радиоактивных продуктов даже в случае таких событий, как землетрясение, наводнение, ураган, и при возможных повреждениях внутри системы.

Основной проектной аварией предполагают аварию с потерей теплоносителя, которая может возникнуть при разрыве самого крупного циркуляционного трубопровода, или аварию, эквивалентную ей по последствиям. При такой аварии могут происходить следующие события. Резкое снижение давления в системе, в которой при нормальных условиях теплоноситель имеет высокую температуру (320°С) и давление (7,0—16,0 МПа), приводит к вскипанию воды. Большая часть образовавшейся пароводяной смеси вытекает через разрыв за короткое время и циркуляция теплоносителя прекращается. Система аварийной защиты реактора срабатывает, и цепная реакция деления прекращается. Однако в топливе продолжается значительное тепловыделение вследствие радиоактивного распада продуктов деления: для реактора тепловой мощностью 2000 МВт остаточное тепловыделение после ввода поглощающих стержней составит через 3 с ~ 200 МВт, через 1 ч ~ 30 МВт, через 1 сут ~ 12 МВт. При отсутствии теплоотвода от активной зоны реактора и наличии тепловыделения топливо может расплавиться, что приведет к существенному выбросу радиоактивных продуктов, тем более что ~ 30% продуктов деления представляют собой газы, которые могут полностью выделиться из топлива.

Системы и конструкции АЭС должны предотвратить такое развитие событий. Для этого разработан комплекс требований, включающий в себя качество конструкционных материалов, проектные решения, технологию изготовления, методы испытаний, эксплуатационный контроль, которому должно удовлетворять оборудование АЭС. В результате этого существенно снижена вероятность повреждений. Например, в ФРГ проведен анализ повреждений на сосудах высокого давления, подобных корпусам реакторов. Всего с 1950 по 1965 г. было зафиксировано 547 случаев повреждений по разным причинам (табл. 23.6), из них были выделены такие, которые могут быть на реакторах с уче-

Таблица 23.6. Вероятность повреждения крупных сосудов под давлением на АЭС

Повреждаемый элемент, причина повреждения	Обычные сосуды (статистические данные)	Сосуды на АЭС (вероятность)	Повреждаемый элемент, причина повреждения	Обычные сосуды (статистические данные)	Сосуды на АЭС (вероятность)
Конструкция сосудов	101	13	Старение	11	3
Конструкция устройств безопасности	33	2	Коррозия под напряжением	16	4
Устройства безопасности	76	4	Перегрузка	52	1
Материалы	67	7	Коррозия изнутри	63	2
Изготовление	55	6	Коррозия снаружи	17	1
			Вибрация	56	7

Всего 547 50

том специфики АЭС, включая повышенные требования к оборудованию [77]. Как видно из таблицы, вероятность повреждения крупных сосудов под давлением на АЭС в 10 раз меньше, чем аналогичных сосудов, используемых в других областях техники, в том числе на ТЭС.

Анализ аналогичных данных многолетней эксплуатации сосудов под давлением в обычных условиях позволяет оценить вероятность крупного внезапного разрыва их на АЭС. Такая вероятность оценивается в настоящее время как один случай на 10^6 реакторо-лет. На этот случай АЭС оборудуется дополнительными системами безопасности, назначение которых — предотвращение выбросов радиоактивных продуктов и их локализация при основной проектной аварии.

Эти системы безопасности условно можно разделить на две группы — «пассивные» и «активные». К «пассивным» системам следует отнести те, которые осуществляют свои функции без подвода энергии. В первую очередь это — строительные конструкции здания АЭС. При аварии с потерей теплоносителя вследствие выхода пароводяной смеси, а возможно, и газообразных продуктов деления топлива давление образующейся парагазовоздушной смеси в помещениях, примыкающих к реакторному контуру, возрастает. Локализация выбросов при этом осуществляется герметизацией этих помещений, рассчитанных на повышенное давление.

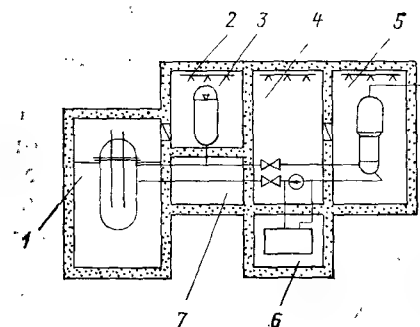


Рис. 23.1. Размещение основного оборудования первого контура АЭС в боксах.

1 — бокс реактора; 2 — спринклерная установка; 3 — бокс компенсаторов объема; 4 — бокс ГЦН; 5 — бокс ПГ; 6 — бокс спецводоочистки первого контура; 7 — коридор главных циркуляционных трубопроводов.

В практике строительства АЭС существуют два инженерных решения строительных конструкций: система боксов и защитная оболочка.

В первом случае (рис. 23.1) каждый из основных агрегатов реакторного контура размещается в своем герметичном боксе, стены которого рассчитаны на избыточное давление 0,1—0,3 МПа в зависимости от компоновки. При возникновении частичной неплотности циркуляционного контура распространение радиоактивности в этом случае легко локализуется в пределах одного бокса.

Во втором случае радиоактивные выбросы локализуются в пределах защитной оболочки. Существуют различные конструкции защитных оболочек, основные типы которых представлены на рис. 23.2 [75].

Для снижения давления внутри бокса или защитной оболочки, что позволяет уменьшить толщину и снизить стоимость строительных конструкций, применяют дополнительные системы: ледяные и барботажные конденсаторы, предохранительные клапаны и др.

При повышении давления в одном из герметичных боксов выше допустимого значения предохранительные клапаны срабатывают и открывают доступ парагазовоздушной смеси в соседние герметичные помещения (см. рис. 23.1). В предельном случае все отдельные герметичные боксы могут образовать один общий герметичный объем.

Ледяные конденсаторы (рис. 23.2, е) позволяют эффективно локализовать последствия основной проектной аварии на ректорах типа ВВЭР и одновременно уменьшить стоимость оболочки. Вследствие интенсивной конденсации пара при контакте его со льдом пар не выходит в основной объем оболочки, где происходит рост давления в основном

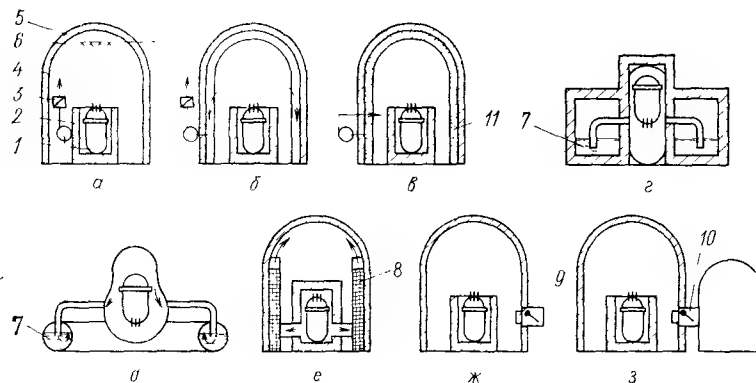


Рис. 23.2. Типы защитных оболочек и устройств безопасности.

а — оболочка с активной системой сброса давления; б — оболочка с кольцевым отсосом газов; в — двойная оболочка; г, д — оболочка с барботажным конденсатором; е — оболочка с ледяным конденсатором; ж — оболочка с разрывным клапаном; з — оболочка с вакуумной смкостью; 1 — реактор; 2 — биологическая защита; 3 — очистная установка (фильтры); 4 — бетон; 5 — защитная оболочка; 6 — спринклерная установка; 7 — конденсационный бассейн; 8 — ледяной конденсатор; 9 — разрывной клапан; 10 — запорный клапан; 11 — пористый бетон.

за счет повышения давления воздуха. Поэтому наибольшее давление под оболочкой в этом случае ниже, чем при отсутствии таких конденсаторов. В зависимости от принятой конструкции систем безопасности давление под оболочкой колеблется в пределах 0,23—0,45 МПа. При наличии конденсаторов и спринклерной системы это давление снижается до 0,0715—0,107 МПа.

К «пассивным» относят также системы впрыска в активную зону реактора жидкого поглотителя нейтронов (борной кислоты) при аварийном понижении давления в первом контуре из гидроаккумулирующих емкостей. К «активным» системам безопасности относят те, которые требуют для своего функционирования подвода энергии от посторонних источников. Кроме устройств защиты реактора и расхолаживания сюда следует отнести системы насосов высокого и низкого давления, а также спринклерные системы (см. рис. 23.2 и 23.3). Их назначение — обеспечить теплоотвод от активной зоны реактора и снизить давление в примыкающих к нему помещениях посредством разбрызгивания воды через спринклеры. Системы аварийного охлаж-

дения активной зоны реактора (CAOЗ), должны проектироваться таким образом, чтобы ни одно повреждение не могло охватить более чем одну из подсистем. Это реализуется при дублировании подсистем, каждая из которых, являясь независимой, может полностью выполнить проектные функции.

На рис. 23.3 изображена принципиальная схема системы аварийного охлаждения активной зоны реактора типа ВВЭР. «Пассивные» системы безопасности представлены здесь гидроаккумулирующей емкостью, где вода находится под давлением 4,0 МПа, создаваемый

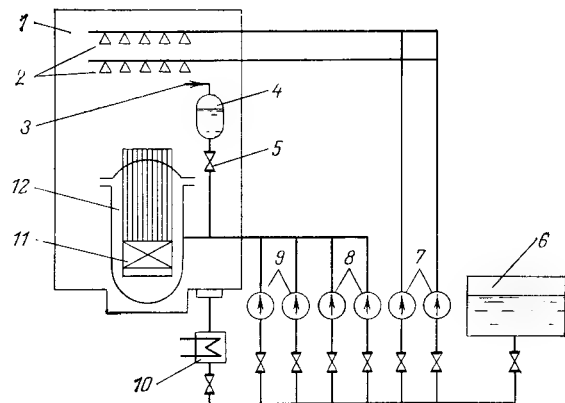


Рис. 23.3. Принципиальная схема системы аварийного охлаждения активной зоны реактора типа ВВЭР.

1 — герметичный объем; 2 — спринклеры; 3 — линия подачи азота высокого давления; 4 — гидроаккумулирующая емкость; 5 — клапан; 6 — бак запаса раствора борной кислоты; 7 — спринклерные насосы; 8 — высоконапорные аварийные насосы; 9 — низконапорные насосы аварийного расхолаживания; 10 — теплообменник для охлаждения воды аварийного расхолаживания; 11 — активная зона реактора; 12 — реактор.

азотом. Гидроаккумулятор соединен трубопроводами с входной камерой реактора и пространством над активной зоной. На трубопроводах установлена быстродействующая арматура: обратные и отсечные клапаны. При возникновении большой течи и снижении давления в реакторе ниже давления в гидроаккумуляторе срабатывают клапаны и вода из гидроаккумулятора поступает в активную зону реактора. После истечения всей воды из гидроаккумулятора срабатывают отсечные клапаны, чтобы предотвратить поступление азота в реактор и вытеснение им залитой в него воды. «Активные» системы безопасности на схеме насосами высокого и низкого давления, а также спринклерными системами. Высоконапорные аварийные подпиточные насосы включаются при соответствующем снижении уровня в компенсаторе объема и могут восполнить утечки через малые и частично через средние течи. Низконапорные насосы аварийного расхолаживания используются для отвода остаточного тепловыделения при снижении давления в реакторе до 0,1—0,5 МПа. «Активные» системы безопасности могут работать как по разомкнутой схеме от бака с раствором борной кислоты, так и по замкнутой через охладитель.

ГАЗОТУРБИННЫЕ И ПАРОГАЗОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ. ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С МГД-УСТАНОВКАМИ

24.1. ГАЗОТУРБИННЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ РАЗОМКНУТОГО ЦИКЛА

Развитие энергетики, рост единичных мощностей и требование повышения экономичности побуждают исследовать различные пути достижения этих целей. Одним из таких путей является применение неводяных паров в качестве рабочего тела термодинамического цикла электростанции. Наибольшие практические результаты достигнуты в развитии электростанций, использующих в качестве рабочего тела газы.

При использовании газов может быть достигнуто повышение тепловой экономичности электростанции посредством увеличения средней температуры подвода и понижения средней температуры отвода тепла в термодинамическом цикле. При этом давление рабочего тела может быть значительно ниже, чем в пароводяном цикле, что снижает металлоемкость оборудования и упрощает конструкции.

Электростанции с газотурбинными установками (ГТУ) могут быть выполнены по разомкнутому и по замкнутому циклам. Иногда используются установки промежуточного типа — полуразомкнутые. В настоящее время большинство ГТУ эксплуатируется или проектируется для работы по разомкнутому циклу.

Электростанции с ГТУ обладают следующими преимуществами:

1. Возможность повышения термического КПД электростанции за счет повышения средней температуры подвода тепла. Температура газа на входе в турбину в зависимости от конструкции и вида топлива находится в пределах 750—1200° С.

2. Отсутствует необходимость передачи тепла сжигаемого топлива рабочему телу, которым являются сами продукты сгорания. Вместе с этим отпадает нужда в парогенерирующих поверхностях нагрева, работающих при высокой температуре.

3. Снижение стоимости оборудования и уменьшение габаритных размеров зданий приводят к более низким значениям удельной стоимости электростанций с ГТУ.

4. Сокращение сроков строительства (при прочих равных условиях для ГТУ время от заказа до ввода мощности на 1,5—2 года меньше, чем для паротурбинных электростанций).

5. Повышенная эксплуатационная маневренность, обеспечивающая возможность быстрых пусков и приема нагрузки в пиковых режимах и аварийных ситуациях в системе.

6. Снижение потребности в охлаждающей воде.

Указанные достоинства ГТУ в полной мере относятся к установкам, работающим по разомкнутому циклу. В этих установках газовое или жидкое топливо сжигают в камерах сгорания небольших размеров.

Однако в современной теплоэнергетике электростанции с ГТУ занимают меньшее место, что объясняется некоторыми недостатками, присущими этому типу энергетических установок:

тепловая экономичность ГТУ в настоящее время невелика; при минимуме удельных приведенных затрат КПД не превышает 30—33,5%, хотя при дополнительных капиталовложениях можно получить значение КПД $\sim 40\%$;

ограниченные возможности повышения единичной мощности; единичная мощность крупнейших действующих ГТУ составляет 50—80 МВт, а максимальная мощность 100 МВт (газовая турбина ГТ-100-750 ЛМЗ);

повышенные мощности вспомогательных механизмов (воздушных компрессоров, их приводов и т. п.) и расход энергии на собственные нужды.

В настоящее время ГТУ используются в пиковых и полупиковых режимах с временем работы 1000—1500 ч в год. ГТУ применяются также на ТЭЦ, металлургических и химических заводах.

В табл. 24.1 приведены основные технико-экономические показатели отечественных и некоторых зарубежных ГТУ. Как видно из таблицы, отечественные ГТУ находятся на уровне лучших зарубежных образцов, а по некоторым показателям, например по единичной мощности, КПД, превосходят их. Характерной особенностью современных ГТУ является относительно высокая температура газов перед силовой турбиной. Поэтому установки имеют систему охлаждения ротора и лопаток силовой турбины. В настоящее время в СССР выполнены разработки по созданию ГТУ мощностью 200 МВт на базе турбины ГТЭ-150 при повышении температуры газов перед турбиной.

Таблица 24.1. Техничко-экономические показатели отечественных и некоторых зарубежных ГТУ [10, 13]

Тип ГТУ, изготовитель	Мощность, МВт	Температура газов перед турбиной, °С	КПД, %
ГТ-100-750 (ЛМЗ)	100	750	28,2
ГТЭ-30 (ЛМЗ)	30	780	24,7
ГТ-40 (ХТГЗ)	40	830	25,6
13В («Броун-Бовери-Зульцер»)	56,8	870	26,8
MS-7001 («Дженерал электрик»)	60,0	967	—
FT-50 («Стал-Лаваль»)	70,0	950	—
IP-240 («Интерсол-Ранд»)	24	1127	—
ГТЭ-150 (ЛМЗ)	150	1100	31

На электростанциях Советского Союза работают газотурбинные установки с единичной мощностью агрегатов от 12 до 100 МВт. ГТУ мощностью 100 МВт работают на ГРЭС им. Классона и на Краснодарской ТЭЦ. На рис. 24.1 приведена тепловая схема газотурбинной установки ГТ-100-750 мощностью 100 МВт, установленной на Краснодарской ТЭЦ. Топливом для этой установки служит природный газ, начальная температура рабочего тела составляет 750°С. Турбоустановка двухвальная: на одном валу расположены турбина высокого давления и компрессор высокого давления, а на другом валу — турбина низкого давления, компрессор низкого давления и электрогенератор.

В схеме этой установки осуществляется двухступенчатое сжатие воздуха с промежуточным охлаждением. Топливо сжигается в двух камерах сгорания: на входе в турбины высокого и низкого давления.

Агрегаты этого типа целесообразно устанавливать в таких региональных энергетических системах, где особенно остро ощущается дефицит мощности для экономичной работы в пиковой и полупиковой частях графика электрических нагрузок.

Для работы в пиковых режимах (с малым числом часов использования в году) в настоящее время в мировой практике считается целесообразным создание относительно дешевых одновальных ГТУ, выполненных по упрощенной тепловой схеме (типа установок ГТЭ-30 и ГТ-40).

Задачей дальнейшего развития электростанций с ГТУ является повышение их единичной мощности. Для решения этой задачи требуется:

увеличение расхода рабочего тела, что может быть осуществлено переходом на двухпоточные агрегаты;

повышение температуры рабочего тела, для чего необходимо создание жаропрочных материалов с удовлетворительной коррозионной стойкостью в течение длительного времени, а также применение охлаждения лопаток, ротора, диафрагм и других узлов агрегата;

применение более высоких значений начального давления и соответственно большей степени сжатия воздуха;

использование промежуточного охлаждения воздуха;

разработка и внедрение эффективных мер борьбы с загрязнением атмосферы окислами азота.

24.2. ПАРОГАЗОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Существуют два принципиально отличных друг от друга типа парогазовых станций (ПГС). Один из них, где сочетаются паровые и газовые турбины, получил наибольшее распространение (рис. 24.2, а). Такие электростанции называют также электростанциями с парогазовыми установками (ПГУ).

Ко второму типу относятся электростанции с парогазовыми турбинами (ПГТ). В этом случае (см. рис. 24.2, б) рабочим телом турбины является парогазовая смесь, которая образуется при объединении потоков нагретого газа и пара. Температуру парогазовой смеси перед парогазовой турбиной можно, таким образом, снизить до необходимо-

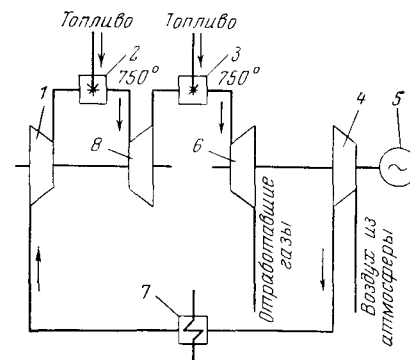


Рис. 24.1. Принципиальная схема ГТ-750-100-2 мощностью 100 МВт.

1 — компрессор высокого давления; 2 — камера сгорания высокого давления; 3 — камера сгорания низкого давления; 4 — компрессор низкого давления; 5 — электрогенератор; 6 — турбина низкого давления; 7 — воздухоохладитель; 8 — турбина высокого давления.

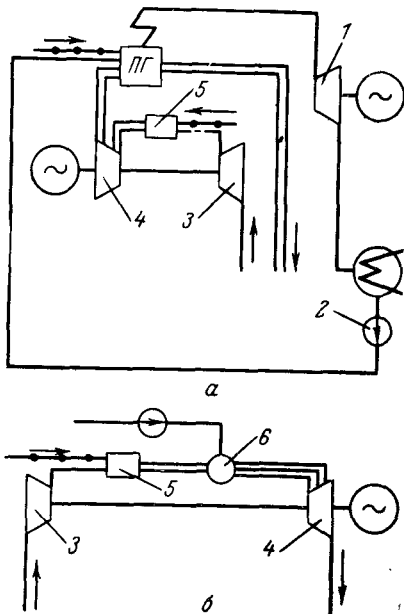


Рис. 24.2. Схемы ПГУ.

а — ПГУ со сбросом отработавших газов в топку ПГ; б — ПГУ с парогазовой турбиной и впрыском воды; 1 — паровая турбина; 2 — питательный насос; 3 — воздушный компрессор; 4 — газовая (а) или парогазовая (б) турбина; 5 — камера сгорания; 6 — испарительная камера.

го значения. Это позволяет резко уменьшить избыток воздуха в камере сгорания по сравнению с ГТУ. Потери с отработавшим рабочим телом также снижаются относительно ГТУ, но тепловые потери с отработавшим паром в ПГТ повышенные. КПД электростанции с ПГТ меньше, чем станции с паровой турбиной, но удельная стоимость их ниже вследствие невысокой стоимости газотурбинной части.

Целесообразность создания ПГС первого типа обусловлена тем, что при использовании ГТУ возникают значительные потери тепла

с выхлопными газами. Это тепло можно использовать для генерации пара, который затем направляется на паровую турбину обычной паротурбинной электростанции. При этом на паротурбинной установке можно получать до 40—50% мощности ГТУ. ТЭС, где в общей тепловой схеме сочетаются газотурбинные и паротурбинные установки, называют парогазовой электростанцией.

Газотурбинная установка на такой электростанции может быть также высокотемпературной надстройкой экономичного паротурбинного блока, рассчитанного на работу в базисном режиме. В этом случае мощность ГТУ составляет 15—20% мощности паротурбинной установки (табл. 24.2).

Таблица 24.2. Основные характеристики некоторых мощных ПГУ, введенных в эксплуатацию в 1969—1973 гг.

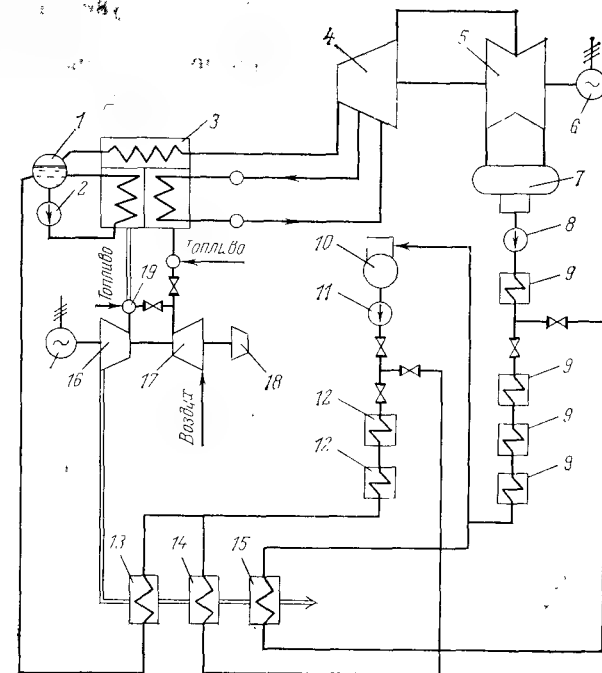
Место установки, страна	Топливо	Мощность, МВт		КПД по нижней теплотворной способности топлива, %	Год пуска
		ГТУ	паровой турбины		
г. Невинномысск (СССР)	Газ	37	163	—	1969
	Газ + уголь	42	280	42	1970
«Витри-Сюр-Сен» (Франция)	Коксовый газ	30	195	42,1	1969
«Альтбах» (ФРГ)	Газ	50	200	38,2	1971
«Роберт Франк» (ФРГ)	То же	56	455	—	1973
«Марбах» (ФРГ)	» »	55	260	—	1973
«Паблнк Сервис К» (США)	» »	2×70	120	37,1	1973

Существуют тепловые схемы ПГС, в которых ГТУ используется в сочетании с паротурбинной установкой для покрытия переменной части суточного графика электрических нагрузок. При такой схеме достигается также повышение мощности паротурбинной части посредством увеличения выработки электроэнергии конденсационным потоком пара при сокращении расхода на ПВД отборного пара и подогреве питательной воды теплом выхлопных газов ГТУ.

Сочетание в ПГУ паротурбинной и газотурбинной установок позволяет повысить термический КПД комбинированной установки по срав-

Рис. 24.3. Принципиальная тепловая схема парогазовой установки ПГУ-200 Невинномысской ГРЭС.

1 — барабан-сепаратор; 2 — циркуляционные насосы ПГ; 3 — двухкорпусный высоконапорный паровой котел ВПГ-450-140; 4 — паровая турбина К-160-130 (ЧВД); 5 — то же (ЧНД); 6 — электрогенератор; 7 — конденсатор; 8 — конденсатный насос; 9 — ПНД № 1, 2, 3, 4; 10 — деаэрактор давлением 0,6 МПа; 11 — питательный насос; 12 — ПВД; 13 — экономайзер первой ступени; 14 — экономайзер второй ступени; 15 — экономайзер третьей ступени; 16 — газовая турбина ГТ-35/44-770; 17 — воздушный компрессор; 18 — пусковая паровая турбина РП-3-10; 19 — камера сгорания.



нению с КПД каждой из установок в отдельности. ПГУ имеют и другие преимущества, основными из которых являются следующие:

меньший, чем в паротурбинной установке, расход охлаждающей воды, пропорциональный расходу конденсата;

подача в топку котла отработавших в ГТУ горячих газов при температуре 370—480°С позволяет избежать подогрева воздуха, поступающего в котел;

снижение удельной стоимости установленной мощности за счет меньшей удельной стоимости ГТУ.

На рис. 24.3 представлена принципиальная тепловая схема ПГУ Невинномысской ГРЭС. ПГУ состоит из двухкорпусного высоконапорного парового котла (производительностью 125 кг/с) с принудительной циркуляцией. Пар при температуре 570°С и давлении 14,0 МПа поступает на паровую турбину мощностью 165 МВт. Турбина имеет проме-

жухотный перегрев пара, который осуществляется в котле до температуры 570° С.

Турбокомпрессорная группа состоит из одновальной газовой турбины мощностью 35—44 МВт. Начальная температура газов составляет 770° С, давление 0,658 МПа. Воздух после компрессора при давлении 0,672 МПа распределяется между топочными камерами котла и камерой сгорания ГТУ. В отличие от схемы, приведенной на рис. 24.2, а, на ГТУ поступают уходящие газы котла. При номинальном режиме ПГУ камера сгорания ГТУ работает с минимальным расходом топлива. При снижении нагрузки парового котла для сохранения начальной температуры газов и мощности ГТУ увеличивают расходы топлива и воздуха.

Тепло уходящих газов после ГТУ используется в дополнительной системе регенерации, для чего служат три ступени экономайзера. Вследствие этого система регенерации паротурбинной установки сокращается. Расход конденсата через водяной экономайзер третьей ступени при номинальной нагрузке равен расходу через ПНД. Экономайзер первой ступени — кипящего типа.

В СССР разработана парогазовая установка мощностью 750 МВт (ПГУ-750) на базе газовой турбины ГТЭ-150 и паровой турбины К-500-166 с расчетным КПД 47,5%.

24.3. ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ТУРБОРЕАКТИВНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Для работы в пиковой части графика электрических нагрузок целесообразно использовать наряду с газотурбинными установками, описанными в § 24.1, простые по конструкции газотурбинные установки типа авиационных турбореактивных двигателей (ТРД). Эти установки работают небольшое число часов в году, и поэтому КПД их может быть невысок (порядка 26%). Топливо, применяемое в этих установках, жидкое или газообразное (природный газ), единичная мощность действующих ГТУ такого типа достигает больших значений — 26, 52 и 88 МВт, температура газов на входе в турбину относительно невысока — 590—615° С, а на выходе из нее 420—435° С.

ТРД могут применяться и в сочетании с паротурбинными установками, при этом тепло выхлопных газов используется в системе регенеративного подогрева питательной воды или в топке парового котла.

В соответствии с назначением электростанции с ТРД — обеспечивать производство электроэнергии при резком возрастании потребления — предъявляются повышенные требования к маневренности ее оборудования. Для обычных ГТУ время набора полной нагрузки при нормальном режиме пуска составляет 7—11 мин, а при быстром — 4—6 мин. По техническим условиям число быстрых пусков в году ограничено.

Для ГТУ с ТРД время пуска в нормальном режиме до полной нагрузки не превышает 4 мин, а при дополнительных усовершенствованиях может быть доведено до 2,5 мин. Это качество ГТУ с ТРД определяет целесообразность их применения и для создания аварийного резерва в энергосистемах.

Для снижения уровня шума, возникающего при работе ГТУ с ТРД, в стальных дымовых трубах, куда сбрасываются газы после силовой турбины, устанавливают глушители.

Так же, как при эксплуатации обычных ГТУ, при использовании ГТУ с ТРД должны быть приняты меры по ограничению выбросов окислов азота в атмосферу.

24.4. ГАЗОТУРБИННЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ ЗАМКНУТОГО ЦИКЛА

В ГТУ замкнутого цикла рабочее тело циркулирует по контуру с помощью компрессоров. Нагрев рабочего тела осуществляется за счет тепла сжигаемого топлива в специальном теплообменнике. Таким образом, применение ГТУ замкнутого цикла на органическом топливе делает необходимым наличие в составе основного оборудования дополнительного теплообменника, в котором аналогично паровому котлу паротурбинной установки происходит нагрев рабочего тела.

Обычно в качестве рабочего тела ГТУ замкнутого цикла на органическом топливе используется воздух. Его нагрев осуществляется в воздушном котле, в топке которого сжигаются каменный или бурый уголь, мазут, доменный газ. Таким образом, воздушный котел представляет собой газо-газовый теплообменник со всеми присущими этому типу теплообменников недостатками: относительно низкие удельные тепловые нагрузки, развитые поверхности нагрева, значительные гидравлические сопротивления и др.

Необходимость передачи тепла в специальном теплообменнике газу, циркулирующему по замкнутому контуру, в значительной степени снижает перечисленные выше преимущества ГТУ: стоимость оборудования и габаритные размеры зданий возрастают, вследствие чего повышается удельная стоимость электростанции, увеличиваются сроки строительства, снижается эксплуатационная маневренность.

В табл. 24.3 приведены основные характеристики некоторых мощных газотурбинных установок, работающих по замкнутому циклу. Как видно из таблицы, такие установки создаются в развитых странах мира. Приведенные данные показывают, что ГТУ замкнутого цикла значительно уступают по единичной мощности ГТУ разомкнутого цикла и ПГУ. Однако они позволяют получить удовлетворительные значения КПД при весьма умеренных давлениях рабочего тела.

На рис. 24.4 представлена принципиальная схема ГТУ замкнутого цикла Каширской ГРЭС, предназначенной для производства электроэнергии и тепла.

Топливом воздушного котла служит пыль бурого угля, пусковым и резервным топливом является мазут. Котел работает по обычной разомкнутой схеме: подогретый в воздухоподогревателе воздух подается вентилятором в топку котла, а дымовые газы после котла сбрасываются в атмосферу.

В поверхностях нагрева котла воздух замкнутого контура ГТУ нагревается до 680° С и поступает на турбину. Турбина служит приводом электрогенератора и компрессоров высокого и низкого давления. Воздух покидает турбину при температуре 418° С. Часть его тепла

Таблица 24.3. Основные характеристики некоторых мощных ГТУ замкнутого цикла на органическом топливе

Место установки, страна	Топливо	Мощность, МВт		Температура, °С		Давление, МПа		КПД, %	Год пуска
		номинальная	максимальная	перед компрессором	перед турбиной	перед компрессором	перед турбиной		
Сен-Дени (Франция)	—	12,5	—	20	675	—	5,2	34	1952
Данди (Шотландия)	—	12,5	—	20	675	—	5,1	34	1955
Оберхаузен (ФРГ)	Каменный уголь	12,5	14,3	30	710	0,8	3,2	29,5	1960
г. Новокаширск (СССР)	Бурый уголь	10,0	12,0	20	680	0,7	2,9	28	1963
Гельзенкирхен (ФРГ)	Доменный газ	17,25	17,25	30	710	1,0	3,8	30	1967

возвращается в цикл с помощью регенератора, а остальное тепло отводится в конечном холодильнике. Из конечного холодильника воздух при температуре 20°С и давлении 0,7 МПа поступает на компрессоры, между ступенями низкого и высокого давлений которых расположен промежуточный охладитель. Нижний предел давления в контуре, равный 0,7 МПа (на номинальном режиме), поддерживается винтовым компрессором, который одновременно восполняет утечки воздуха из контура. Заполнение контура, а также компенсация утечек производится от аккумуляторов сжатого воздуха под давлением 10,0 МПа. При выполнении компоновки ГТУ по замкнутому циклу особое внимание обращается на сокращение длины трассировок с целью уменьшения потерь давления и температуры. Длительность пуска ГТУ из холодного состояния составляет 3,5 ч.

Весьма перспективным является использование ГТУ замкнутого цикла на АЭС с газовым теплоносителем. Использование газового теплоносителя для охлаждения активной зоны ядерных реакторов дает некоторые преимущества. В настоящее время на АЭС с газовым теплоносителем применяются двухконтурные схемы с пароводяным циклом во втором контуре. Переход на одноконтурные схемы с ГТУ позволит упростить схемы, снизить удельную стоимость установленной мощности, повысить тепловую экономичность.

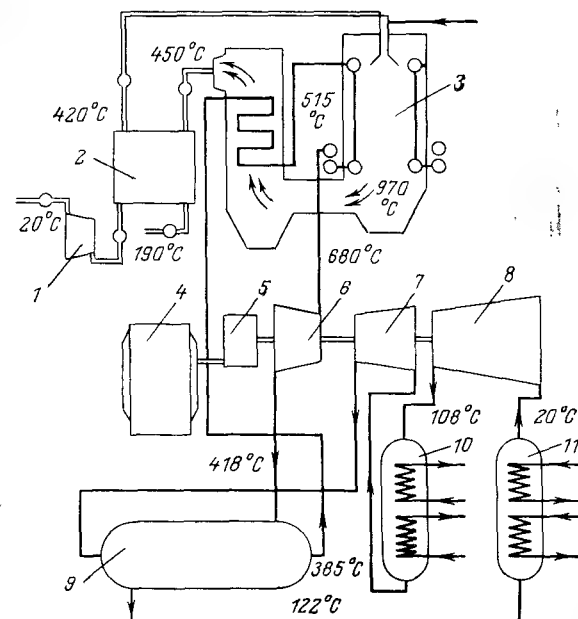
Применение ГТУ целесообразно на АЭС с высокотемпературными газовыми реакторами на тепловых, а в дальнейшем и на быстрых нейтронах.

Высокая температура теплоносителя диктует необходимость использования инертных газов. Наиболее приемлемым из них по ядерно-физическим и теплофизическим свойствам является гелий. При температуре гелия перед турбиной 760°С КПД установки может достигнуть

40—42%. На рис 24.5 представлена проектная схема такой установки (США) мощностью 60 МВт. Из реактора тепловой мощностью 148,5 МВт гелий при температуре 760°С и давлении 7,6 МПа поступает на двухвальную турбину. Турбина высокого давления служит приводом компрессоров низкого и высокого давления. Турбина низкого давления приводит в движение электрогенератор. После турбины гелий охлаждается в регенераторе и конечном холодильнике. Между ступенями компрессора расположен промежуточный холодильник.

Рис. 24.4. Принципиальная тепловая схема ГТУ Каширской ГРЭС мощностью 10 МВт.

1 — вентилятор; 2 — воздухоподогреватель; 3 — воздушный котел; 4 — электрогенератор; 5 — редуктор; 6 — газовая турбина; 7 — компрессор высокого давления; 8 — компрессор низкого давления; 9 — регенератор; 10 — промежуточный охладитель; 11 — конечный охладитель.



Для очистки гелия от радиоактивных продуктов деления (ксенона, криптона), проникающих через оболочки ТВЭЛов, часть теплоносителя (~1%) отводится на очистную установку, состоящую из турбодетандера и фильтра. Очистка проводится методом вымораживания. Одновременно происходит очистка гелия от продуктов коррозии, эрозии и других примесей. При реализации установок такого типа требуется решить еще некоторые затруднения, связанные со смазкой, конструкциями подшипников, уплотнений, трубопроводов, арматуры и др.

Имеющийся опыт конструирования турбокомпрессорной группы ГТУ на гелии и двуокиси углерода позволяет выявить характерные черты в развитии этих агрегатов. При равной мощности турбины ГТУ АЭС по сравнению с пароводяными имеют меньшие площади выхлопа и высоты лопаток выходных ступеней. Это создает возможности получения больших мощностей на один выхлоп. При увеличении единичной мощности габаритные размеры гелиевых турбин растут меньше, чем пароводяных. Например, турбоагрегат мощностью 300 МВт, работаю-

ций на гелии, имеет длину 18,9 м, а на водяном паре (ХТЗ) — 22 м. При увеличении мощности до 1000 МВт длина турбины на гелии составляет 27 м, а турбины на водяном паре мощностью 1200 МВт (ЛМЗ) — 52 м.

Небольшие габаритные размеры турбоагрегатов и другого тепло-механического оборудования позволяют использовать в проектах будущих АЭС с газовым теплоносителем интегральную компоновку. При этом практически все основное оборудование, кроме электрогенератора, размещается в корпусе из предварительно напряженного железобетона, что позволяет сократить до минимума трассировки и повысить экономичность установки.

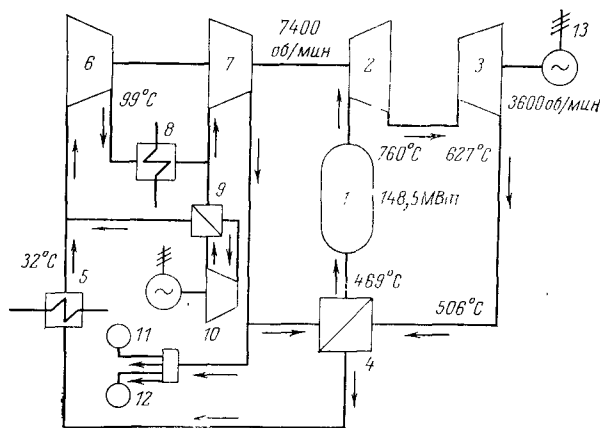


Рис. 24.5. Принципиальная тепловая схема одноконтурной АЭС с гелиевой ГТУ мощностью 60 МВт.

1 — газохлаждаемый реактор; 2 — гелиевая турбина ЧВД; 3 — то же ЧНД; 4 — регенератор; 5 — концевой охладитель; 6 — компрессор низкого давления; 7 — компрессор высокого давления; 8 — промежуточный охладитель; 9 — ловушка радиоактивных продуктов деления; 10 — турбодетандер; 11 — аккумулятор высокого давления; 12 — аккумулятор низкого давления; 13 — электрогенератор.

С 1962 г. Институтом ядерной энергетики АН БССР исследуются свойства и возможности использования в качестве теплоносителя на АЭС диссоциирующих газов. Вследствие больших тепловых эффектов диссоциации в таких системах в 3—9 раз возрастают значения эффективной теплоемкости и теплопроводности по сравнению с обычной молекулярной теплопроводностью. Коэффициенты теплообмена возрастают в 1,5—8 раз по сравнению с инертными газами. Эти свойства диссоциирующих газов позволяют существенно интенсифицировать процессы теплообмена, уменьшить габаритные размеры и стоимость основного оборудования АЭС.

Существенные преимущества, по авторским данным, имеют и турбины, использующие в качестве рабочих тел диссоциирующие газы, по сравнению с паровыми турбинами.

24.5. ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С МГД-УСТАНОВКАМИ

Повышение начальной температуры цикла при использовании газовых турбин ограничено наличием вращающихся частей, жаропрочностью материалов. Использование методов прямого преобразования

тепловой энергии в электрическую, при которых отсутствуют вращающиеся механизмы, позволяет при той же жаропрочности материалов допустить более высокую начальную температуру цикла.

Одним из наиболее перспективных и в настоящее время разработанных методов прямого преобразования является магнетогидродинамический метод преобразования с помощью МГД-генераторов (МГДГ). Простейшая схема МГДГ показана на рис. 24.6. Принцип его работы аналогичен принципу работы электрогенератора. В качестве проводника, пересекающего магнитные силовые линии, может быть использован поток электропроводящего газа или жидкого металла, которые движутся вдоль оси сопла. Если электроды (катод и анод) соединить через внешнюю цепь, то в ней возникнет индуцированный постоянный электрический ток, который может быть использован на нагрузку.

МГДГ целесообразно применять как высокотемпературную надстройку в пароводяном цикле ТЭС. Высокая начальная температура цикла в этом случае ($\sim 2700^\circ\text{C}$) позволяет повысить КПД комбинированной электростанции МГДЭС до 50—60%, что приводит к сокращению тепловых сбросов и расхода топлива на единицу вырабатываемой энергии на 20—35%. Кроме того, МГДЭС обладают большой маневренностью: теоретически нагрузка может изменяться от 100 до 20% [49].

В качестве топлива ТЭС с МГДГ открытого цикла (рис. 24.6) могут быть использованы почти все виды органического топлива. В настоящее время выполняется технический проект блока МГДЭС для Рязанской ГРЭС на газовом топливе. Мощность МГДГ составит 240—260 МВт, в качестве паросиловой установки будет использована серийная турбина К-300-240. Принципиальная тепловая схема этого энергоблока представлена на рис. 24.7. Схема предусматривает возможность автономной работы парового котла с выдачей пара заданных параметров на турбоустановку. При совместной работе с МГДГ в паровой котел поступают выхлопные газы из МГДГ, количество и значение энтальпии которых достаточны для получения необходимого количества и качества пара, обеспечивающего работу турбоустановки К-300-240. В паровом котле осуществляется дожигание газов для уменьшения содержания окислов азота в газовых сбросах. КПД МГДЭС существенным образом зависит от температуры топлива и окислителя (воздуха), поступающих в камеру сгорания. Поэтому в составе схемы есть специальные высокотемпературные нагреватели окислителя (ВНО) и подогреватели топлива.

Планируется ввести в действие эту МГДЭС в 1985 г., а США предполагают завершить к 1990 г. создание МГДЭС на угольном топливе.

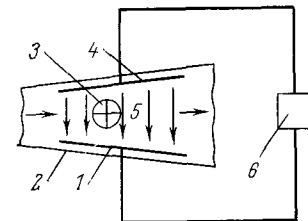


Рис. 24.6. Схема МГД-генератора.

1 — катод; 2 — сопло; 3 — направление магнитного поля; 4 — анод; 5 — направление индуцируемой ЭДС; 6 — нагрузка.

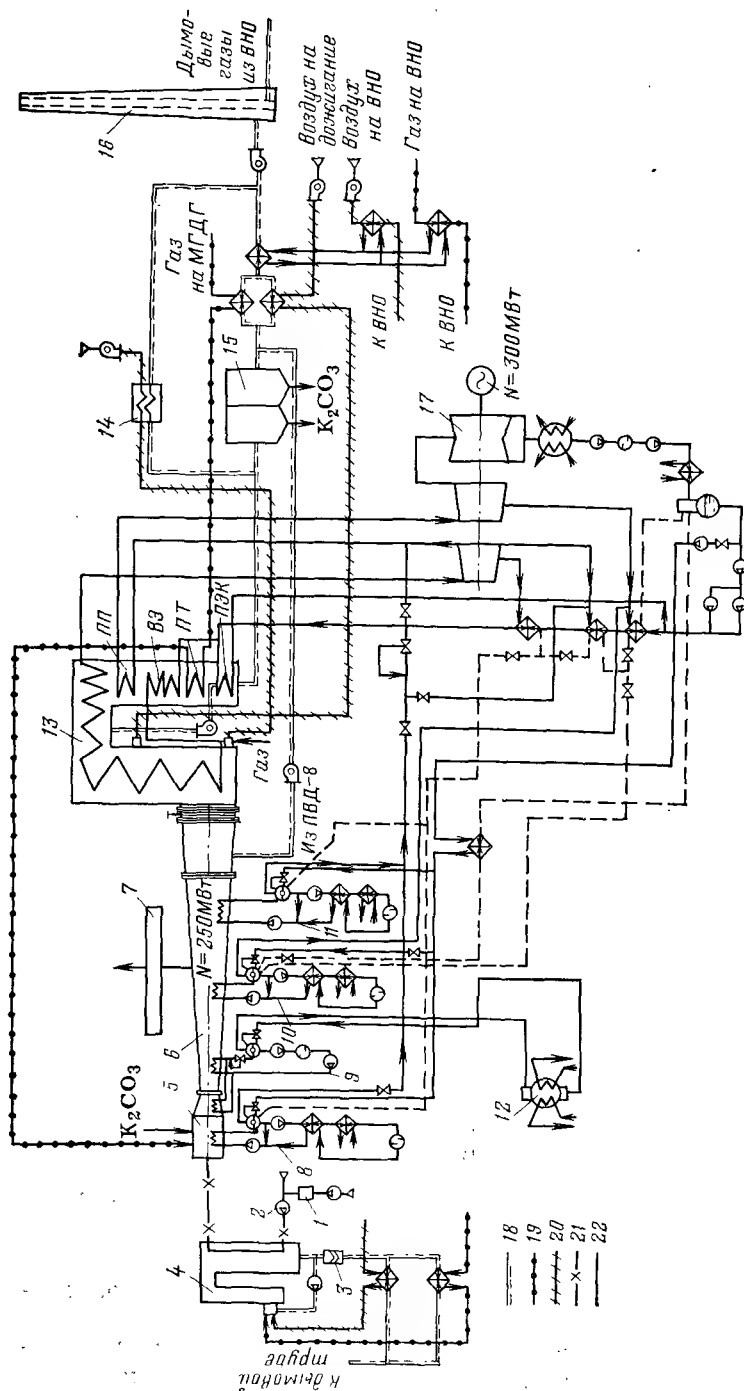


Рис. 24.7. Принципиальная технологическая схема МГД-энергетического блока Рязанской ГРЭС.

1 — воздушно-разделительная установка; 2 — компрессор окислителя; 3 — каталитический реактор; 4 — высокотемпературные нагреватели окислителя (ВНО); 5 — камеры сгорания; 6 — МГД-генератор (сопло, канал, диффузор); 7 — инверторная подстанция; 8 — система охлаждения камеры сгорания ($p=2,0 \text{ МПа}$); 9 — автономная система охлаждения сопла и начального участка канала; 10 — система охлаждения канала ($p=4,5 \text{ МПа}$); 12 — технологический конденсатор; 13 — паровой котел; 14 — воздушный подогреватель автономной работы ПП; 15 — электрофильтры; 16 — дымовая труба; 17 — турбоагрегат; 18 — дымовые газы; 19 — природный газ; 20 — воздух; 21 — окислитель; 22 — пар, вода; ПП — пароперегреватель; ВЗ — водяной экономизатор; ВНО — высокотемпературные нагреватели окислителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арсеньев Ю. Д. Инженерно-экономические расчеты в обобщенных переменных. М.: Высшая школа, 1979, 215 с.
2. Анализ схемы АЭС на насыщенном паре с промежуточным перегревом/Стерман Л. С., Абрамов А. И., Тишин С. Г. и др. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1978, с. 38—42.
3. Андреев П. А., Гринман М. И., Смолкин Ю. В. Оптимизация теплоэнергетического оборудования АЭС. М.: Атомиздат, 1975, 224 с.
4. Атомная наука и техника. М.: Атомиздат, 1977, 358 с.
5. Атомные электрические станции/Под ред. Воронина Л. М. М.: Энергия, 1977, 220 с.
6. Атомная электростанция с реактором БН-350/Лейпунский А. И., Африкантов И. И., Орлов В. В. и др. — Атомная энергия, т. XXIII, вып. 5, 1967, с. 409—417.
7. Атомная электростанция с реактором БН-600/Лейпунский А. И., Африкантов И. И., Головин И. И. и др. — Атомная энергия, т. XXV, вып. 5, 1968, с. 403—408.
8. Батов В. В., Корякин Ю. И. Экономика ядерной энергетики. М.: Атомиздат, 1969, 400 с.
9. Белосельский Б. С. Выброс золы и дымовых газов на электростанциях и расчет их концентрации в атмосфере. М.: Изд-во МЭИ, 1967, 53 с.
10. Бодров И. С., Огурцов А. П., Резниченко В. Я. Энергетическая газотурбинная установка мощностью 150 МВт. — Теплоэнергетика, № 11, 1979, с. 11—17.
11. Борисов Е. И. Итоги работы электростанций в 1978 г. и задачи на 1979 г. — Теплоэнергетика, 1979, № 1, с. 2—4.
12. Воронин Л. М. Опыт эксплуатации АЭС в СССР. — Теплоэнергетика, 1974, № 6, с. 5—11.
13. Газотурбинные установки/Под ред. Арсеньева Л. В. и Тырышкина В. Г. Л.: Машиностроение, 1978, 198 с.
14. Гельтман А. Э., Будияцкий Д. М., Апатовский Л. Е. Блочные конденсационные электростанции большой мощности. М.: Энергия, 1964, 404 с.
15. Герасимов В. В., Каспирович А. И., Мартынова О. И. Водный режим атомных электростанций. М.: Атомиздат, 1977, 398 с.
16. Гисбург Г. В., Доброхотов В. И. Основные факторы, определяющие экономичность работы энергоблоков мощностью 300 тыс. кВт в широком диапазоне изменения нагрузок. — Теплоэнергетика, 1973, № 6, с. 2—5.
17. Гиршфельд В. Я., Морозов Г. Н. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1973, 240 с.
18. Григорьев Л. Я. Самокомпенсация трубопроводов. Л.: Энергия, 1969, 150 с.
19. Дорошук В. Е. Ядерные реакторы на электростанциях. М.: Атомиздат, 1978, 208 с.
20. Жилин В. Г. Компонировка тепловых электрических станций. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1961, 416 с.
21. Жилин В. Г. Проектирование тепловых электростанций большой мощности. М.: Энергия, 1964, 376 с.

22. Иоффе И. Л. Работа энергетических блоков мощностью 300 МВт. — Теплоэнергетика, 1973, № 6, с. 5—8.
23. Калафати Д. Д. Термодинамические циклы атомных электростанций. М — Л.: Госэнергоиздат, 1963, 280 с.
24. Картошкин М. Д. Хранение топлива на электростанциях. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1961, 208 с.
25. Керцелли Л. И., Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1966, 488 с.
26. Корниенко А. Г., Литвинцев Г. М., Марченко П. Г. Опыт работы блока 200 МВт в режиме горячего вращающегося резерва. — В кн.: Энергетика и электрификация. Киев, 1974, № 5, с. 30—33.
27. Кузнецов В. Д. АЭС Mülheim — Kärlich установленной мощностью 1295 МВт. — Теплоэнергетика, 1975, № 35, с. 1—6.
28. Купцов И. П., Иоффе Ю. Р. Проектирование и строительство тепловых электростанций. М.: Энергия, 1972, 343 с.
29. Леоников А. М., Яковлев Б. В. Тепловые электрические станции (учебное пособие по дипломному проектированию). Минск: Высшая школа, 1978, 230 с.
30. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. М.: Высшая школа, 1969, 384 с., 1974, 380, с.; 1978, 360 с.
31. Мирошкин П. И., Купцов И. П. Техничко-экономическое сравнение систем водоснабжения тепловых электростанций. — Электрические станции, 1973, № 10, с. 21—23.
32. Мелентьев В. А., Нагли Е. З. Гидрозолоудаление и золоотвалы. М.: Энергия, 1968.
33. Михайлов Н. М., Шарков А. Т. Физические свойства топлива и борьба с затруднениями на топливоподаче электростанций. М.: Энергия, 1972, 263 с.
34. Нормы расчета и проектирования пылеприготовительных установок. М.: Госэнергоиздат, 1958, 159 с.
35. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей. М.: Энергия, 1974, 80 с.
36. Овчинников Ф. Я., Воронин Л. М., Голубев Л. И. Эксплуатация реакторных установок Нововоронежской АЭС. М.: Атомиздат, 1972, 163 с.
37. Опыт высокотемпературной дезактивации второго энергоблока Белоярской АЭС с использованием комплексонов. — Теплоэнергетика, № 5, 1977, с. 8—10.
38. Паротурбинные установки атомных электростанций/ Под ред. Косяка Ю. Ф. М.: Энергия, 1978, 312 с.
39. Петросьянц А. М. Атомная энергетика. М.: Наука, 1976, 317 с.
40. Правила технической эксплуатации электростанций и тепловых сетей. М.: Энергия, 1977, 288 с.
41. Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды. М.: Недра, 1971, 62 с.
42. Правила устройства и безопасной эксплуатации оборудования атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок. М.: Металлургия, 1973, 103 с.
43. Прузнер С. Л. Экономика теплоэнергетики СССР. М.: Высшая школа, 1975, 318 с.
44. Рихтер Л. А., Газовоздушные тракты тепловых электростанций. М.: Энергия, 1969, 271 с.
45. Рихтер Л. А. Тепловые электрические станции и защита атмосферы. М.: Энергия, 1975, 312 с.
46. Рыжкин В. Н. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1976, 447 с.
47. Сигал И. Я., Марковский А. В., Гуревич Н. А. Образование окислов азота в топках котельных агрегатов. — Теплоэнергетика, 1971, № 4, с. 57—60.
48. Синев В. М., Удовиченко П. М. Бессальниковые водяные насосы. М.: Атомиздат, 1972, 495 с.
49. Современное состояние проблемы создания электростанции с МГД-генераторами. — Теплоэнергетика, № 3, 1980, с. 2—5.
50. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Работа ВТИ в области теплофикации и централизованного теплоснабжения городов. — Теплоэнергетика, № 7, 1971, с. 35—40.
51. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М.: Энергия, 1975, 376 с.
52. Стерман Л. С. Испарители. М.: Машгиз, 1956, 68 с.
53. Стерман Л. С. Тепловая часть атомных электрических станций. М.: Атомиздат, 1963, 158 с.
54. Стерман Л. С., Абрамов А. И., Тишин С. Г. Способ разгрузки энергетических блоков. Авторское свидетельство № 596726. — Бюлл. изобр., № 9, 1978.
55. Стерман Л. С., Тишин С. Г. Выбор давления греющего пара в первой ступени парового пароперегревателя паротурбинных установок на насыщенном паре. — Известия вузов. Сер. Энергетика, № 3, 1978, с. 81—85.
56. Строительные нормы и правила, СНиП II-A.6-72. Строительная климатология и геофизика. М.: Стройиздат, 1973, 320 с.
57. Стырикович М. А., Мартынова О. И. Некоторые вопросы генерации пара на двухконтурных АЭС. — Теплоэнергетика, № 6, 1976, с. 84—86.
58. Стырикович М. А., Полонский В. С., Безруков Е. К. Исследование массообмена в парогенерирующих каналах соевым методом. — Теплофизика высоких температур, т. 9, № 3, 1971, с. 583—590.
59. Татарников В. П. Схемы и компоновки атомных электростанций. М.: Атомиздат, 1970, 199 с.
60. Тевлин С. А. Методы повышения коррозионной стойкости углеродистых сталей. Л.: Труды ЦКТИ, 1971, № 108, с. 137—145.
61. Тевлин С. А. Оценка концентрирования примесей охлаждающей среды на теплообменных поверхностях при кипении. — Теплоэнергетика, № 8, 1978, с. 71—74.
62. Техничко-экономические основы выбора параметров КЭС/Под ред. Стермана Л. С. М.: Высшая школа, 1970, 279 с.
63. Трояновский Б. М. Турбины для атомных электростанций. М.: Энергия, 1973 и 1978, 231 с.
64. Турбины ХТГЗ на насыщенном паре для атомных электростанций/Саввин В. Н., Косяк Ю. Ф., Паншин Б. М. и др. — Теплоэнергетика, № 4, 1975, с. 15—23.
65. Указания по расчету рассеивания в атмосфере вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. СН 369-74. М.: Стройиздат, 1975, 23 с.
66. Ушаков Г. Н. Первая атомная электростанция. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1959, 224 с.
67. Флаксерман Ю. Н. Экономическая эффективность концентрации энергетических мощностей и централизации электроснабжения. — Теплоэнергетика, № 12, 1972, с. 37—43.
68. Химические очистки теплоэнергетического оборудования/ Под ред. Т. Х. Маргуловой. М.: Энергия, 1969, 223 с.
69. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергия, 1977, 422 с.
70. Шляхин П. Н., Бершадский М. Д. Краткий справочник по турбинным установкам. М.: Энергия, 1970, 215 с.
71. Экономичность серийных блоков АЭС мощностью 440 МВт с реактором ВВЭР-440. Коновалов Г. М., Кириш А. К., Канаев В. Д. и др. — Теплоэнергетика, № 9, 1975, с. 52—56.
72. Электрификация СССР. Под ред. Непорожного П. С. М.: Энергия, 1972, 543 с.
73. Druckwasserreaktoren für Kernkraftwerke, Herausgegeben von W. Oidekop, München, 1974, S. 331.
74. Eickelpash Norbert. Radioaktivität und Strahlenschutz in einer SWR. — Atom und Strom, 1972, Bd 18, № 9—10, S 122—127.
75. Fratzscher/Felke. Einführung in die Kernenergetik, Leipzig, 1971, 453 S.
76. Gersten W. Kernkraftwerk Würgassen-Gesamtkonzeption und technische Daten. — Atomwirtsch. — Atomtechn., 1972, Bd 17, № 2, S. 87—97.
77. Hull Andrew P. Radiation in Perspective: Some comparisons of the environmental risks from nuclear-and fossil-fueled power plants.

78. Marggraf Günter. Das Kernkraftwerk Biblis. — Atom und Strom, 1974, Bd 20, № 7, S. 69—80.

79. Nekolny J. Rozpravy Československé Akademie Věd. Rocnik 68. Randa, TV, Sesit 2, 1958.

80. Nentwich Alfred A., Pulides Perikles. Das erste österreichische Kernkraftwerk. — Elektrotechn. und Maschinenbau, 1971, Bd 88, № 9, S. 384—391.

81. Norris E. B., Watson P. D., Wylie R. D. Repair of primary pressure system piping in a nuclear power plant. — Pap. ASME, 1971, № PVP-50, p. 12.

82. Teske Gunter. Erfahrungen mit Entwässerungseinrichtungen für Turbinen und Dampfleitungen. — Energie (BRD), 1971, Bd 23, № 11, S. 362—365.

83. 2300 MW-Kernkraftwerk mit gasgeköhlten Hochtemperaturreaktoren/Waage J. U., Snützendübel W. G., Fischer P. U., Meyer, Z. Brennst. — Wärme-Kraft, 1972, Bd 24, № 10, S. 363—402.

84. Watzel G. V. P., Rasche G. H. Der Kernkraftwerk Kalkar. — Brennst. — Wärme-Kraft, 1973, Bd 25, № 7, S. 257—266.

АЛФАВИТНО-ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Аккумуляция тепла 9

— электроэнергии 9

Арматура 276

— дросселирующая 278

— запорная 276

— защитная 279

— контрольная 279

— предохранительная 279

— регулирующая 278

— фазоразделительная 280

Бассейн брызгальный 327

Батарейный циклон 356

Блок АЭС 302

Бокс 310

Бункера 337

Вагонопрокидыватель 335

Вентиляторы 232

Вероятность аварии 432

Влажность пара 43, 52, 54

Водоснабжение оборотное 317

— прямоточное 315

Восполнение потерь конденсата 166

Выбросы с дымовыми газами 346

Газоохладители 313

Газотурбинные установки 435

Генеральный план 386, 389

Главное здание 281

Глубина выгорания 32

Горячее водоснабжение 99

Градири 323

Графики для сетевой воды 107

— расходные 107

— температурные 107

— тепловых нагрузок 15, 99

— электрических нагрузок 9

Давление в сепараторе 54

— конечное 59

— начальное 54

— промежуточного перегрева 48

Деаэрационная установка вакуумная 144

— избыточного давления 144

Деаэраторы, выбор 238

— конструкция 145

— пленочные 150

— струйные 145, 151

— схемы включения 143

Деаэрация в конденсаторах турбин 152

Дезактивация 383

Диаграмма режимов 207

Дробилки 337

Дубль-блок 25

Дымососы 232

Защитная оболочка 308

Золототвал 368

Золосмывные устройства 365

Золуловители батарейные 356

— комбинированные 361

— мокрые 357

— сухие 356

Ионообменный фильтр 111

Испарители, конструкции 166, 173

— схемы включения 169

Испарительные установки 166

Кавитация 233

Каналы водоснабжения 320

— гидрозолоудаления 367

Компенсация температурных удлинений 267

Компоновка главного здания 282, 302

Конвейеры 335

Конденсаторы 312

— ледовые 303

Коэффициент аварийности 221

— амортизации 39

— готовности 221

— использования максимума электрической нагрузки 11

— надежности 221

— недовыработки 82

— нормативный 41

— оценивающий потери 29

— полезного действия 26, 86
— по производству электроэнергии на ТЭЦ 34, 88

— рабочего времени 422

— собственных нужд 30, 421

Коэффициент теплофикации 107
— установленной мощности 15, 422
— штатный 40
— энергетический 67, 91

Ледовые конденсаторы 303
Ленточные конвейеры 335

Магнетит 125
Магнитогидродинамический генератор 445
Мазутонасосная станция 341
Мазутопроводы 342
Маслоохладители 313
Металлоуловители 368
Моноблок 25, 241
Монтажный пятак 273
Мощность номинальная 202
— рабочая 219
— располагаемая 220
— резервная 220
— установленная 220
— экономическая 203

Надстройка высоких параметров 62
Насосы бустерные 234, 245, 248
— конденсатные 20, 236
— питательные 20, 234
— системы водоснабжения 236, 318
— циркуляционные АЭС 161, 235
Насосные станции 319

Общая экономичность, показатели 37, 415
Отбор пара производственный 22, 94
— — регенеративный 64
— — теплофикационный 97
Отложения 369, 377
Относительный удельный прирост расхода пара 203
— — — тепла 214
Отпуск пара 94
— тепла 94

Параметры пара начальные 42, 51
— промежуточного перегрева 48
— сопряженные 45
Паровой промежуточный перегрев 53
Паровые характеристики турбин АЭС 205
— — — ТЭС 205
Парогазовые установки 437
Парогенераторы 226
Паротурбинные установки на насыщенном паре 51
Пиковый водогрейный котел 225
Подогрев воды в регенеративном подогревателе 71, 73
— сетевой воды 97
Подогреватели пиковые 97

Подогреватели регенеративные, выбор 237
— — конструкции 134, 176
— — схемы включения 130
— сетевой воды 97, 176
Предвключенная турбина 62
Предпусковая очистка 382
Преобразователи, конструкция 166, 175
— схема включения 96
Приведенные затраты 41, 420
Пристройка 62
Продукты коррозии 120, 127, 369, 379
Проектная авария 303
Промежуточный перегрев пара 46, 51
Протечки 111, 112
Пруды-охладители 322
Пульпопроводы 367
Пусковая схема 408

Радиоактивные благородные газы 116
— выбросы 349
Радионуклиды 377
Разгрузочные устройства 334
Раздельная установка 9
Размораживающее устройство 334
Распределение электрической нагрузки 213
Расход пара 82, 85
— тепла 81
— топлива 31
— ядерного топлива 32
Реакторы АЭС, выбор 225
— — характеристики 227
Регенеративные отборы, распределение 68
Регенеративный подогрев питательной воды 64
Регулирование отпуска тепла качественное 106
— — — количественное 106
Режим работы оборудования 202
Режимная карта 408
Резервуары мазутные 340
Ремонт оборудования 401

Самокомпенсация трубопроводов 267
Себестоимость электроэнергии 37
Сепараторы 163
Сетевые установки 97, 108
Системы пылеприготовления 229
— охлаждения 315
Склады топлива 337
Спринклерная система 432
Стоимость 1 кВт установленной мощности 37
Схема АЭС 21, 24, 185
— включения парового компенсатора объема 163
— — паропреобразователей 96
— — питательных насосов 153

Схема включения приводных турбин питательных насосов 156
— газового хозяйства 344
— горячего водоснабжения 102
— мазутного хозяйства 339
— КЭС 17, 179, 180, 181
— осушки пара турбин 52
— паропроводов блочная 241, 253
— питательных трубопроводов 245, 246
— подготовки топлива 332
— подогрева сетевой воды 97
— секционная 244, 252, 255
— централизованная 244
— ТЭС блочная 25, 257
— — неблочная 25
— — принципиальная 178
— — технологическая 19
— ТЭЦ 22, 184

Температура конденсации пара 60
— наружного воздуха расчетная низшая 99
— охлаждающей воды 322
— пара начальная 42
— питательной воды 75
— промежуточного перегрева 49
— расчетная отбора турбины 107
— сетевой воды 107
Температурная стратификация 349
Тепловая экономичность, показатели 26, 415
Тепловые характеристики турбоагрегатов 206
Термические деаэраторы 142
Термическое обессоливание воды 166
Термодинамический конденсатоотводчик 280
Транспорт твэлов 345
Трапные воды 112
Трубы вентиляционные 349
— дымовые 349

Турбинный привод питательных насосов 154
Турбины выбор 228
Турбореактивные двигатели 440

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении 36, 90, 420
Удельные капитальные вложения 37, 415
Удельный расход пара 84
— — тепла 31, 417
— — условного топлива 31, 415
— — ядерного топлива 32

Холостой ход, потери 203
Хранилище жидких отходов 111, 386

Цикл дополнительный 46, 49
— регенеративный 66
— Ренкина для насыщенного пара 27
— — для перегретого пара 27
— с промежуточным перегревом пара 49
Циклоны 356
Циркуляционные контуры АЭС 159

Шлакоосмывные устройства 364

Эквивалентное приведенное теплосодержание пара в турбине 82, 85
Эксплуатационная очистка 383
Электрические станции атомные двухконтурные 21
— — — одноконтурные 20
— — — трехконтурные 21
— базовые 13
— — конденсационные 8
— — пиковые 13
— характеристики турбоагрегатов конденсационных 203
— — — теплофикационных 207
Электрофилтры 359

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
Список принятых обозначений	6
Глава 1. Электростанции и их назначение. Комбинированная и раздельная выработка электрической и тепловой энергии	8
1.1. Типы электростанций	8
1.2. Графики электрических нагрузок электростанций	9
1.3. Графики тепловых нагрузок электростанций	15
Глава 2. Схемы паротурбинных, энергетических установок электростанций	17
2.1. Схемы конденсационных электростанций на органическом и ядерном топливе	17
2.2. Схемы теплоэлектроцентралей	22
2.3. Структура тепловой схемы ТЭС и АЭС	25
Глава 3. Показатели тепловой и общей экономичности электростанций	26
3.1. Показатели тепловой экономичности конденсационных электростанций	26
3.2. Показатели тепловой экономичности теплоэлектроцентралей	34
3.3. Показатели общей экономичности электростанций	37
Глава 4. Параметры парового цикла электростанций. Влияние параметров на тепловую экономичность установки	42
4.1. Влияние начальных параметров на тепловую экономичность цикла	42
4.2. Промежуточный перегрев в циклах перегретого пара	46
4.3. Начальные параметры и давление промежуточного перегрева паротурбинных установок на насыщенном паре	51
4.4. Влияние конечного давления на тепловую экономичность установки	59
4.5. Тепловая экономичность расширяемых электростанций	61
Глава 5. Регенеративный подогрев питательной воды на тепловых и атомных электростанциях	64
5.1. Влияние регенеративного подогрева на тепловую экономичность электростанций	64
5.2. Распределение регенеративных отборов в турбине	68
5.3. Регенеративный подогрев в циклах с промежуточным перегревом пара	77
5.4. Выбор условий, определяющих оптимальную общую экономичность регенеративного подогрева	80
Глава 6. Определение энергетических показателей паротурбинных установок электростанций	81
6.1. Полный и удельный расход пара на турбину	81
6.2. Определение расходов тепла и показателей тепловой экономичности	86
6.3. Сравнение тепловой экономичности различных типов паротурбинных установок	91

Глава 7. Отпуск тепла с электростанции тепловому потребителю	92
7.1. Отпуск тепла промышленным предприятиям на технологические нужды	92
7.2. Отпуск тепла на отопление, вентиляцию и бытовые нужды	97
7.3. Сетевые установки конденсационных электростанций	108
Глава 8. Материальный баланс теплоносителя и рабочего тела на электростанции	110
8.1. Потери воды и пара	110
8.2. Материальный баланс теплоносителя и рабочего тела на ТЭС и АЭС	116
8.3. Вывод примесей из тракта электростанции	119
Глава 9. Элементы принципиальных тепловых схем электростанций	129
9.1. Содержание принципиальной тепловой схемы	129
9.2. Регенеративные подогреватели	130
9.3. Деаэраторы	142
9.4. Схемы включения питательных и конденсатных насосов	153
9.5. Циркуляционные контуры АЭС с водяными теплоносителями	159
9.6. Сепараторы и паровые промежуточные перегреватели АЭС с турбинами насыщенного пара	163
9.7. Испарители и паропреобразователи	166
9.8. Сетевые подогреватели	176
Глава 10. Принципиальные тепловые схемы электростанции на органическом и ядерном топливе	178
10.1. Принципиальные тепловые схемы электростанций на органическом топливе	178
10.2. Принципиальные тепловые схемы АЭС	185
Глава 11. Режимы работы и энергетические характеристики основного оборудования электростанций	202
11.1. Режимы работы оборудования	202
11.2. Энергетические характеристики конденсационных турбоагрегатов	203
11.3. Энергетические характеристики теплофикационных турбоагрегатов	207
11.4. Распределение электрической нагрузки между совместно работающими агрегатами	213
Глава 12. Выбор оборудования электростанций	219
12.1. Выбор мощности электростанций. Резервы мощности	219
12.2. Оценка надежности работы агрегатов и блоков. Выбор резервов мощности	220
12.3. Выбор основного оборудования электростанций	222
12.4. Выбор оборудования систем пылеприготовления	229
12.5. Выбор вентиляторов и насосов	231
12.6. Выбор теплообменников	237
12.7. Емкость баков и резервуаров	238
Глава 13. Развернутые тепловые схемы электростанций	240
13.1. Состав и назначение развернутой тепловой схемы	240
13.2. Развернутые тепловые схемы ТЭС	241
13.3. Развернутые тепловые схемы АЭС	252
Глава 14. Трубопроводы и арматура электростанций	260
14.1. Трубопроводы	260
14.2. Расчет трубопроводов на самокомпенсацию	267
14.3. Арматура	276
Глава 15. Компоновка главного здания электростанции	281
15.1. Структура главного здания	281
15.2. Общие принципы компоновки главного здания	282

15.3.	Компоновка главных зданий ТЭС	284
15.4.	Типовые проекты главных зданий	289
15.5.	Компоновка главных зданий АЭС	302
Глава 16.	Техническое водоснабжение электростанций	312
16.1.	Потребители технической воды	312
16.2.	Системы технического водоснабжения	315
16.3.	Сооружения и устройства систем водоснабжения	318
16.4.	Охлаждающие устройства	322
16.5.	Выбор систем водоснабжения	330
Глава 17.	Топливное хозяйство электростанций	331
17.1.	Структурные схемы и основные задачи топливного хозяйства	331
17.2.	Топливное хозяйство ТЭС на твердом топливе	333
17.3.	Мазутное хозяйство ТЭС	338
17.4.	Топливное хозяйство ТЭС на газовом топливе	344
17.5.	Транспортно-технологические операции с твэлами на АЭС	345
Глава 18.	Газоочистка и золоудаление на электростанциях	346
18.1.	Вредные выбросы ТЭС и АЭС	346
18.2.	Рассеивание выбросов через дымовые и вентиляционные трубы	349
18.3.	Золоуловители	355
18.4.	Особенности газоочистки на АЭС	361
18.5.	Системы золошлакоудаления ТЭС	362
Глава 19.	Отложения на внутренних поверхностях теплоэнергетического оборудования электростанций и методы их удаления	369
19.1.	Механизм образования отложений	369
19.2.	Радиоактивные отложения на АЭС	377
19.3.	Методы очистки теплоэнергетического оборудования ТЭС	382
19.4.	Методы дезактивации оборудования АЭС	383
Глава 20.	Выбор площадок для строительства электростанций. Генеральный план ТЭС и АЭС	388
20.1.	Общие принципы размещения электростанций и требования к площадкам	388
20.2.	Генеральный план электростанции	391
20.3.	Примеры компоновок генпланов электростанций	394
Глава 21.	Эксплуатация электростанций	400
21.1.	Общие задачи эксплуатации электростанций	400
21.2.	Организация ремонта оборудования	401
21.3.	Режимы эксплуатации агрегатов и блоков	404
21.4.	Пусковые схемы блоков	408
Глава 22.	Технико-экономические показатели работы тепловых и атомных электростанций	415
Глава 23.	Влияние работы электростанции на окружающую среду. Безопасная работа электростанции	423
23.1.	Электростанция и окружающая среда	424
23.2.	Надежность и безопасность работы оборудования ТЭС	428
23.3.	Системы безопасности АЭС	430
Глава 24.	Газотурбинные и парогазовые электростанции. Электростанции с МГД-установками	435
24.1.	Газотурбинные электростанции разомкнутого цикла	435
24.2.	Парогазовые электростанции	437
24.3.	Электростанции с турбореактивными двигателями	440
24.4.	Газотурбинные электростанции замкнутого цикла	441
24.5.	Электростанции с МГД-установками	444
	Список литературы	447
	Алфавитно-предметный указатель	451